

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Um Modelo de Formulação Híbrida para a
Simulação Térmica de Compressores Alternativos
de Refrigeração Doméstica.**

Dissertação de Mestrado

JOEL SANVEZZO JUNIOR

Florianópolis/SC

Setembro de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Um Modelo de Formulação Híbrida para a Simulação Térmica de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica.

JOEL SANVEZZO JUNIOR

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de concentração em Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr. – Coordenador do curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Presidente

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D. (UFSC)

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D. (UFSC)

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D. (UTFPR)

*A minha família,
pelo apoio e confiança a mim depositados`*

Agradecimentos

A Deus, por me conferir plenitude para realização deste trabalho;

A Whirpool S.A-Unidade Embraco, pelo financiamento do trabalho;

Ao professor César José Deschamps, pela ajuda e atenção durante este período de orientação e por ser detentor de grande caráter pessoal e profissional;

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Ao POLO (Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica), pelo estimulante ambiente de trabalho e excelente suporte para atividades científicas;

Aos amigos e companheiros do POLO, pessoal das "baías" e de gerenciamento térmico, pela amizade, colaboração e disposição em ajudar;

Ao corpo docente dos programas de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela excelência em qualidade;

A todos os amigos de fé e familiares, que sempre acreditaram no meu potencial e estiveram do meu lado ao longo desta importante fase da minha vida;

*“O dia está na minha frente;
esperando para o que eu quiser.
E aqui estou eu,
o escultor que pode dar forma a este dia.”
(Albert Einstein)*

Resumo

Uma das maiores ineficiências termodinâmicas de compressores de refrigeração doméstica é associada à transferência de calor que ocorre à medida que o fluido refrigerante escoar pelo sistema de sucção e entra na câmara de compressão. O principal efeito deste processo, usualmente denominado superaquecimento, é a diminuição da eficiência volumétrica, devido à redução da densidade do gás, e da eficiência isentrópica, uma vez que o trabalho específico de compressão aumenta com a temperatura inicial de compressão. Para uma análise adequada do superaquecimento e de propostas para reduzir os seus efeitos negativos, deve-se ter meios de avaliar a distribuição de temperatura do compressor em diferentes alternativas de projeto. Contudo, as temperaturas nos componentes do compressor são afetadas por diversos fenômenos que interagem entre si, tornando a simulação do campo de temperatura particularmente difícil. O presente trabalho considera o desenvolvimento de um modelo para a simulação térmica de compressores alternativos de refrigeração, formado pela combinação de uma formulação integral para a convecção de calor em regiões de escoamento de gás e óleo lubrificante e uma formulação diferencial tridimensional para a condução de calor em componentes sólidos. Os coeficientes de transferência convectiva de calor são avaliados de correlações da literatura a fim de evitar a necessidade de medições para fins de calibração. Em função da presença de geometrias complexas de escoamento, para as quais não existem correlações disponíveis, procedeu-se uma análise de sensibilidade via DoE a fim de identificar aqueles coeficientes que necessitam maior atenção. O modelo foi aplicado na simulação térmica de um compressor alternativo em três condições de operação e as previsões de distribuição de temperatura e transferência de calor se mostraram em boa concordância com dados experimentais.

Abstract

One of the main sources of thermodynamic inefficiency in compressors is associated with heat transfer that takes place as the gas flows throughout the suction system and enters the compression chamber. This process is usually referred to as superheating and its main effect is the decrease of both the volumetric efficiency, due to the reduction of the gas density, and the isentropic efficiency, since the specific work of compression becomes greater as the gas temperature is increased. For a suitable analysis of gas superheating and proposals to reduce its negative effects, one must be able to verify the compressor temperature distribution according to different design alternatives. However, the temperature of each one of the compressor components is affected by several phenomena that act simultaneously, making the temperature distribution particularly difficult to predict. This work presents a simulation model for thermal analysis of reciprocating compressors formed by combining a lumped formulation for heat convection in fluid flow regions and a three-dimensional differential formulation for heat conduction in the solid components. Convective heat transfer coefficients were evaluated from correlations available in the literature so as to avoid calibration based on experimental data. Because some complex flow geometries in the solution domain have no correlation available, a sensitivity analysis was carried out via DoE to identify those coefficients that require more attention. The model was applied to a reciprocating compressor under three operating conditions and predictions for temperature distribution and heat transfer were seen to be in good agreement with measurements.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Aparato de refrigeração concebido por Jacob Perkins.(Gosney, 1982)	28
Figura 1.2 – Representação do diagrama pressão-entalpia para um ciclo de refrigeração.	28
Figura 1.3 – Representação esquemática de um sistema de refrigeração e seus componentes	29
Figura 1.4 – Componentes de um compressor alternativo.	31
Figura 1.5 – Esquema do sistema de bombeamento de óleo do compressor. . .	32
Figura 1.6 – Comparação entre o ciclo de refrigeração de Carnot e um ciclo real, segundo um diagrama $T \times s$	34
Figura 1.7 – Esquema para as perdas de energia no compressor.	35
Figura 1.8 – Diagrama p - V de um compressor alternativo.	36
Figura 1.9 – Distribuição de Perdas no COP de Compressores Herméticos (Possamai e Todescat, 2004).	37
Figura 1.10 – Fontes de perdas termodinâmicas em um compressor de 900Btu/h (DESCHAMPS <i>et al.</i> , 2008).	39
Figura 2.1 – Volume de controle para aplicação de um modelo integral. . . .	42
Figura 2.2 – Componentes do compressor no modelo de Meyer (1990)	44
Figura 2.3 – Distribuição de componentes no modelo de Padhy (1992). . . .	45
Figura 2.4 – Volumes de controle adotados no modelo de Todescat <i>et al.</i> (1992).	45
Figura 2.5 – Componentes do compressor no modelo de Cavalini <i>et al.</i> (1998).	47
Figura 2.6 – Variação da temperatura de sucção e do rendimento volumétrico segundo modificações sugeridas (adaptada de Sim <i>et al.</i>).	47
Figura 2.7 – Componentes simplificados do compressor no modelo de Ooi (2003).	48
Figura 2.8 – Componentes do compressor utilizado no modelo de Hass (2011).	49
Figura 2.9 – Componentes do compressor utilizado no modelo diferencial de Raja (2003).	50
Figura 2.10 – Componentes do compressor utilizado no modelo de Birari <i>et al.</i> (2006):(a) Componentes sólidos e gás no interior do compressor; (b) Malha computacional	51
Figura 2.11 – Pontos de monitoramento de temperatura para o escoamento de óleo no modelo de Pizarro (2007).	52
Figura 2.12 – Esquema dos componentes sólidos para aplicação dos modelos numéricos de Almbauer (2006).	54
Figura 2.13 – Domínios sólidos para aplicação diferencial no modelo de Ribas (2007).	55

Figura 2.14 – Esquema do Compressor utilizado por Schereiner (2008) com ênfase nos passadores e alguns componentes.	56
Figura 2.15 – Instrumentação de um compressor alternativo por Termopares (Pizarro, 2007).	57
Figura 2.16 – Detalhamento de algumas regiões do compressor instrumentadas com SFC's no trabalho de Dutra (2008).	58
Figura 2.17 – Esquema do compressor instrumentado com a presença de um anteparo para o bloqueio do óleo (Dutra, 2008).	58
Figura 2.18 – Esquema de aplicação da sonda e resultados de medições instantâneas para a câmara de sucção (Morriensen, 2009).	59
Figura 3.1 – Esquema do compressor destacando os componentes e respectivos cortes para análises.	65
Figura 3.2 – Divisão do compressor para análises de transferência de calor. . .	65
Figura 3.3 – Esquema dos mancais presentes no compressor (Link, 2006). . .	67
Figura 3.4 – Esquema envolvendo os caminhos de escoamento do gás desde a entrada até a saída do compressor.	68
Figura 3.5 – Esquema simplificado dos componentes do compressor e suas principais interações térmicas.	70
Figura 3.6 – Balanço de Energia para o <i>muffler</i> de Sucção.	71
Figura 3.7 – Balanço de Energia para a Câmara de Descarga.	72
Figura 3.8 – Balanço de Energia no <i>muffler</i> de Descarga.	74
Figura 3.9 – Balanço de Energia no Ambiente Interno do compressor.	75
Figura 3.10 – Esquema da divisão do ambiente interno do compressor no modelo híbrido.	76
Figura 3.11 – Esquemas dos tubos comunicantes presentes no compressor. . . .	77
Figura 3.12 – Esquemas do volume de controle para o tubo <i>bundy</i>	79
Figura 3.13 – Geometria do Bloco do compressor e suas divisões para aplicação das correlações.	82
Figura 3.14 – Geometria do Conjunto do Motor e suas divisões para aplicação das correlações.	83
Figura 3.15 – Geometria do cabeçote para aplicação da correlação.	84
Figura 3.16 – Geometria do <i>muffler</i> de Sucção para aplicação das correlações. . .	85
Figura 3.17 – Geometrias das placas base e molas de sustentação.	86
Figura 3.18 – Superfície da carcaça interna do compressor dividida para aplicação das correlações.	87
Figura 3.19 – Superfície da carcaça externa do compressor dividida para aplicação das correlações.	88
Figura 3.20 – Volume de controle diferencial para escoamento interno no interior de dutos.	90
Figura 3.21 – Representação do escoamento de óleo no compressor com ênfase nos domínios analisados.	92

Figura 3.22 – Esquema para os Volumes de Controle no óleo.	93
Figura 3.23 – Escoamento de filme fino descendente.	96
Figura 3.24 – Variação da espessura de óleo na região da carcaça com a variação do fluxo de massa bombeado.	97
Figura 3.25 – Esquema para o Balanço de Energia Advectivo.	99
Figura 3.26 – Fluxograma para a etapa de solução das equações com Formulação Integral.	103
Figura 3.27 – Esquema para a malha geomérica aplicada no compressor.	104
Figura 3.28 – Fluxograma para o procedimento Híbrido de Simulação Térmica.	106
Figura 4.1 – Distribuição de temperaturas nos componentes sólidos para condição de operação -23°C/40°C.	109
Figura 4.2 – Distribuição de temperaturas nos componentes sólidos do <i>kit</i> mecânico para as condições A, B e C.	110
Figura 4.3 – Comparações dos resultados obtidos com e sem utilização de fatores multiplicativos para os cálculos de <i>Nu</i> nas condições A,B e C.	116
Figura 4.4 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação A.	117
Figura 4.5 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação B.	117
Figura 4.6 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação C.	117
Figura 4.7 – Distribuição das taxas de transferência de calor envolvendo as regiões da carcaça interna para condição de operação A.	118
Figura 4.8 – Distribuição das taxas de transferência de calor envolvendo as regiões da carcaça externa para condição de operação A.	119
Figura 4.9 – Influência das frações de óleo sob a carcaça e componentes internos: (a) Condição A; (b) Condição B; (c) Condição C.	121
Figura 4.10 – Esquema de um planejamento fatorial completo de 2 níveis e 3 fatores.	123
Figura 4.11 – Identificação dos fatores para aplicação do DoE.	125
Figura 4.12 – Aplicação do DoE no modelo híbrido.	126
Figura 4.13 – Diagramas de Pareto para o gás no interior das câmaras (Primeiro Procedimento).	128
Figura 4.14 – Diagramas de Pareto para os componentes sólidos (Primeiro Procedimento).	129
Figura 4.15 – Diagramas de Pareto para o gás no interior das câmaras (Segundo Procedimento).	130
Figura 4.16 – Diagramas de Pareto para os componentes sólidos (Segundo Procedimento).	131
Figura 4.17 – Gráficos de contorno para o gás no interior das câmaras.	132
Figura 4.18 – Gráficos de contorno para superfícies sólidas dos componentes.	133
Figura 4.19 – Resultados para a resposta otimizada dos fatores.	134
Figura 4.20 – Esquema da geometria da Câmara de Descarga e do Fluido refrigerante em seu interior.	136

Figura 4.21 – Campo de velocidade no interior da câmara de descarga, com destaque para o comportamento turbulento das linhas de correntes.	137
Figura 4.22 – Campo de temperatura no interior da câmara de descarga.	137
Figura 4.23 – Diagramas $p-\theta$ e $T-\theta$ para as condições de operação A, B e C. . .	138
Figura 4.24 – Perdas mássicas por superaquecimento nas condições de operação. .	141
Figura 4.25 – Diagrama $p-h$ com ênfase no superaquecimento.	142
Figura A.1 – Características geométricas do mecanismo na câmara de compressão. .	154
Figura A.2 – Posições limites para o deslocamento do pistão.	155
Figura A.3 – Volume de controle para o balanço de energia no cilindro de compressão. .	157
Figura A.4 – Esquema para modelamento das válvulas de sucção e descarga. . .	160
Figura A.5 – Esquema do volume de controle no cilindro de compressão e respectivas fronteiras que contém fluxo de massa.	161
Figura A.6 – Modelo para o escoamento nas válvulas do compressor.	161
Figura A.7 – Esquema dos parâmetros utilizados para modelar o escoamento na folga cilindro/pistão.	163
Figura A.8 – Fluxograma para simulação do ciclo de compressão.	165
Figura B.1 – Esquema iterativo de obtenção das raízes de equações pelo método de Newton-Raphson.	168
Figura C.1 – Resultados para variações quanto ao número de volumes de controle. .	172
Figura C.2 – Análises de Estabilidade do Modelo nas Condições de Operação. Nível 1: padrão -10; Nível 2: padrão -5; Nível 0: padrão; Nível 3: padrão +5; Nível 4: padrão +10.	174

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Descrição dos elementos com as quais há troca de calor convectiva.	66
Tabela 3.2 – Equações de conservação de energia para cada câmara.	80
Tabela 4.1 – Coeficientes de transferência de calor para as condições de operação A, B e C.	111
Tabela 4.2 – Comparações de temperaturas em diversas regiões do compressor. Condições A, B e C.	112
Tabela 4.3 – Comparações de temperaturas em diversas regiões do compressor com as correlações modificadas. Condições A, B e C	114
Tabela 4.4 – Fatores relevantes segundo aplicação de DoE.	131
Tabela 4.5 – Resultados comparativos para os fatores otimizados.	135
Tabela 4.6 – Comparação dos resultados para H_{DC}	137
Tabela 4.7 – Parâmetros de eficiência na condição de operação A.	139
Tabela 4.8 – Parâmetros de eficiência na condição de operação B.	139
Tabela 4.9 – Parâmetros de eficiência na condição de operação C.	139
Tabela 4.10 – Resultados dos parâmetros de eficiência com a diminuição do superaquecimento na condição de operação A.	143

Lista de Símbolos

Símbolos Gerais

A_{ef}	Área efetiva de escoamento	m^2
A_i	Área de troca de calor da câmara i	m^2
A_t	Área de troca de calor	m^2
COP	Coefficiente de performance	
$c_{1,2}$	constantes	
C_b	Comprimento da biela	m
COP_c	Coefficiente de performance de Carnot	
C_{pms}	Distância entre o ponto morto superior (PMS) e o eixo da manivela	m
c_p	Calor específico	J/kgK
COP_{pV}	Coefficiente de performance de eficiência termodinâmica	
C_v	Coefficiente de amortecimento	$N.s/m$
D	Diâmetro	m
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	m
Δh_{evap}	Variação da entalpia específica do gás na passagem pelo evaporador	J/kg
D_h	Diâmetro hidráulico	m
d_m	Desalinhamento entre os eixos da manivela e do cilindro	m
dV_i/dt	Taxa de variação do volume de compressão	m^3/s
dE/dt	Variação da energia do gás no volume de controle	W/s
e	excentricidade ou energia específica do gás	J/kg

\dot{E}_{i_j}	Energia advectiva da câmara i para câmara j	W
f	Frequência de operação	Hz
F_v	Força sobre a palheta	N
gz	Energia potencial gravitacional específica	J/kg
h_i	Entalpia específica do gás na câmara i	J/kg
H_i	Coefficiente de transferência de calor na câmara i	W/m ² K
H_{eq}	Coefficiente de transferência de calor equivalente	W/m ² K
H_{g_o}	Coefficiente de transferência de calor na interface gás/óleo	W/m ² K
h_i	Entalpia específica do fluido ou entalpia específica do gás na câmara i	J/kg
H_2	Coefficiente de transferência de calor na interface óleo/gás	W/m ² K
H_{o_s}	Coefficiente de transferência de calor na interface óleo/sólido	W/m ² K
H_1	Coefficiente de transferência de calor na interface sólido/óleo	W/m ² K
k	Condutividade térmica	W/mK
K_v	Coefficiente de rigidez	N/m
L_c	Comprimento característico	m
$\dot{m}_{ai,ms}$	Fluxo de massa na região inferior do <i>muffler</i> de sucção	kg/s
\dot{m}_{dc}	Fluxo de massa na descarga	kg/s
\dot{m}_{evap}	Fluxo mássico no evaporador	kg/s
$\dot{m}h$	Fluxos advectivos	W
\dot{m}_{th}	Vazão mássica ideal	kg/s
\dot{m}	Vazão mássica real	kg/s
\dot{m}_{rdc}	Refluxo de gás na descarga	kg/s

Lista de Símbolos

\dot{m}_{rsc}	Refluxo de gás na sucção	kg/s
\dot{m}_{tsc}	Fluxo de massa no tubo de sucção	kg/s
\dot{m}_{vaz}	Fluxo de massa na folga cilindro/pistão	kg/s
m_v	Massa equivalente	kg
N	Rotações por minuto	rpm
\overline{Nu}	Nusselt médio	
Nu	Número de Nusselt	
p	Pressão	Pa
p_{cond}	Pressão de condensação	Pa
p_{evap}	Pressão de evaporação	Pa
p_i	Pressão instantânea do gás no interior do cilindro	Pa
Pr	Número de Prandtl	
Q_{cy}	Taxa de calor no cilindro de compressão	W
\dot{Q}_e	Capacidade de refrigeração	W
q'''_{mot}	Geração volumétrica de energia no motor	W/m ³
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
q'''	Geração volumétrica de energia	W/m ³
R	Raio	m
Re	Número de Reynolds	
Re_δ	Número de Reynolds de película (ou filme)	
Re_ω	Número de Reynolds rotacional	
T	Temperatura	K, °C
t	Tempo	s
T_{amb}	Temperatura do ambiente	K, °C
T_{cond}	Temperatura de condensação	K

T_{evap}	Temperatura de evaporação	K
T_f	Temperatura referente a fonte fria	K
T_i	Temperatura do gás	K
T_q	Temperatura referente à fonte quente	K
T_{sup}	Temperatura da superfície	K
u	Energia interna	J/kg
UA_i	Condutância global	W/K
V	velocidade	m/s
\dot{W}_{vc}	Potência entregue ou retirada do volume de controle	W
V_m	Volume morto	m ³
$V(\theta)$	Volume instantâneo da câmara de compressão	m ³
\dot{W}_c	Potência consumida pelo compressor	W
\dot{W}_{el}	Potência elétrica total consumida	W
\dot{W}_{ef}	Potência efetiva	W
\dot{W}_{in}	Potência indicada	W
w_{in}	Trabalho específico indicado	W/kg
w	Trabalho específico real	W/kg
w_{th}	Trabalho específico real	W/kg
w_s	Trabalho específico isentrópico	W/kg
\dot{W}_{th}	Potência teórica	W
$y(\theta)$	Posição instantânea do pistão	m

Símbolos Gregos

δ	Espessura do filme de óleo	m
η_s	Eficiência isentrópica	
η_v	Eficiência volumétrica	

v	Volume específico do gás	m^3/kg
ω	Velocidade angular	rad/s
Ω	Velocidade angular	rad/s
ρ	Densidade do gás	kg/m^3
θ	Angulo de manivela	rad

Sub-índices

AI	Ambiente interno do compressor
AINF	Ambiente interno inferior
AISUP	Ambiente interno superior
BLC	Bloco do compressor
BOB	Bobina
BUN	Tubo <i>bundy</i>
CAR	Carcaça
CART	Região do cárter. Porção inferior do compressor.
COMT	Tubo de comunicação
CY	Superfície do cilindro de compressão ou gás no interior da câmara de compressão
D1	Volume de Helmholtz 1
D2	Volume de Helmholtz 2
DC	Câmara de descarga
e	Entrada
EST	Estator
ext	Externo
inf	Inferior
int	Interno
LAT	Região lateral da carcaça interna

ls	Gás na linha de sucção
m	Médio(a)
MAN	Região do mancal
MANIDC	Parede externa da câmara de descarga
MANIMS	Parede externa do <i>muffler</i> de sucção
MANIMS,b	Parede externa posterior do <i>muffler</i> de sucção
MD	<i>muffler</i> de descarga
MOLA	Mola de sustentação
MOT	Motor elétrico
MS	<i>muffler</i> de sucção
o	Referente ao óleo
p	Parede
ROT	Rotor
s	Saída
s	Superfície
SC	Câmara de sucção
sup	Superior
TAMP	Região da tampa da carcaça interna
TB	Tubos comunicantes
TDC	Tubo de descarga
TMS	Tubo do <i>muffler</i> de sucção
TSC	Tubo de sucção
VC	Volume de controle

Sumário

1	Introdução	27
1.1	Considerações Iniciais	27
1.2	Compressor Hermético Alternativo de Refrigeração Doméstica	29
1.3	Parâmetros de Eficiência de Compressores	33
1.4	Efeitos do Superaquecimento	38
1.5	Objetivos	39
2	Revisão Bibliográfica	41
2.1	Análises Numéricas	42
2.1.1	Modelos Integrais	42
2.1.2	Modelos Diferenciais	49
2.1.3	Modelos Híbridos	53
2.2	Investigações Experimentais	56
2.3	Síntese e Contribuições do trabalho.	60
3	Modelo Híbrido de Simulação Térmica	63
3.1	Descrição Geral dos Componentes do compressor	64
3.2	Formulação Diferencial para os Componentes Sólidos	66
3.2.1	Condições de Contorno	67
3.3	Formulação Integral para o Escoamento de Fluido	68
3.3.1	<i>Muffler</i> de Sucção	70
3.3.2	Câmara de Descarga	72
3.3.3	<i>Muffler</i> de Descarga	73
3.3.4	Ambiente Interno do Compressor	74
3.3.5	Modelo de Tubos Comunicantes	77
3.4	Coefficientes de Transferência Convectiva de Calor	80
3.4.1	Escoamento Externo	81
3.4.2	Convecção Interna	88
3.5	Modelagem da Influência do Óleo Lubrificante na Transferência de Calor	91
3.5.1	Coefficientes de Transferência de Calor na Presença de Óleo	95
3.5.2	Tratamento da Advecção nas Fronteiras Sólidas	98
3.6	Procedimento de Solução	99

3.6.1	Modelo de Formulação Integral	100
3.6.2	Modelo de Formulação Diferencial	103
3.6.3	Modelo Híbrido de Simulação Térmica	105
4	Resultados	107
4.1	Introdução	107
4.2	Resultados do Campo de Temperatura e Validação do Modelo	108
4.2.1	Distribuição de Temperatura	108
4.3	Influência do Óleo Lubrificante sobre o Perfil Térmico do Compressor	119
4.4	Influência dos Coeficientes de Transferência Convectiva de Calor	122
4.4.1	Projeto de Experimentos - DoE	123
4.4.2	Aplicação de DoE no Modelo Híbrido	124
4.4.3	Análises de Influências	126
4.4.4	Calibração de Coeficientes H_i através de Procedimento de Otimização	132
4.5	Simulação do Escoamento na Câmara de Descarga	135
4.6	Parâmetros de Desempenho do Compressor	137
4.6.1	Diagramas p - θ e T - θ	138
4.6.2	Parâmetros de Eficiência	138
4.7	Superaquecimento	139
5	Conclusões	145
	Referências Bibliográficas	147
	Apêndice A Modelo de Simulação do Ciclo de Compressão	153
A.1	Equações Governantes	153
A.1.1	Volume da Câmara de Compressão	154
A.1.2	Balço de Energia na Câmara de Compressão	156
A.1.3	Dinâmica das Válvulas	159
A.1.4	Fluxos de Massa na Câmara de Compressão	161
A.2	Procedimento de Solução do Ciclo de Compressão	163
	Apêndice B Método de Newton-Raphson	167
	Apêndice C Validação Numérica	171

1 Introdução

1.1 Considerações Iniciais

A refrigeração é a ciência dedicada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àsquelas disponíveis em um determinado local e instante (GOSNEY, 1982). Em termos tecnológicos, a refrigeração pode ser obtida através de diversos meios artificiais, dentre os quais se destaca a refrigeração por compressão mecânica de vapor, empregada em praticamente todos os sistemas de refrigeração doméstica, comercial e industrial, bem como em sistemas de climatização de veículos e ambientes. Esta técnica se baseia na evaporação de um fluido volátil ao entrar em contato com um ambiente de temperatura relativamente maior, resultando na remoção de calor do ambiente a ser refrigerado. Uma vez que para uma substância pura a pressão possui uma relação direta com a temperatura durante o processo de mudança de fase, a temperatura do meio pode ser controlada através da pressão de evaporação, que por sua vez é controlada pela ação de um compressor, de forma a efetivar um ciclo fechado. Esta técnica de unir a evaporação em baixa pressão com a condensação em alta pressão é amplamente conhecido na atualidade, mas foi de difícil concepção. A primeira patente deste tipo de aparato foi depositada por Jacob Perkins, em 1834, propondo um ciclo termodinâmico para o funcionamento de um refrigerador por compressão mecânica de vapor (GOSNEY, 1982).

O ciclo de refrigeração proposto por Perkins, conforma mostrado na Figura 1.1, é composto basicamente por quatro componentes: evaporador (B), compressor (C), condensador (D) e válvula expansora (H). O compressor e o dispositivo de expansão dividem o ciclo em duas regiões, uma de alta pressão (região de condensação) e outra de baixa pressão (região de evaporação).

O ciclo de refrigeração pode ser expresso na forma de um diagrama pressão-entalpia, conforme representação na Figura 1.2. Idealmente, o processo de compressão é assumido isentrópico (1-2), seguido pela condensação isobárica (2-3), expansão isentálpica (3-4) e, finalmente, evaporação isobárica (4-1), fechando o ciclo

Um esquema padrão para o sistema de refrigeração atual é mostrado na Figura 1.3. O fluido refrigerante na forma de líquido saturado passa pelo dispositivo de expansão, na qual é submetido a uma queda brusca de pressão e

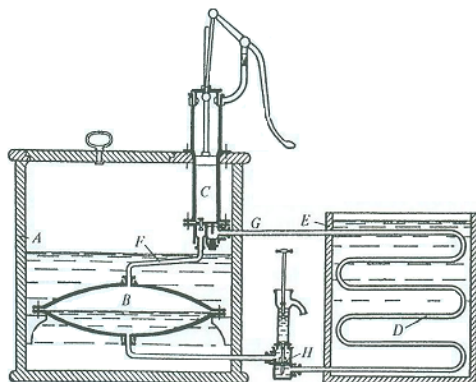


Figura 1.1 – Aparato de refrigeração concebido por Jacob Perkins. (Gosney, 1982)

temperatura, sendo então, conduzido ao evaporador na forma de uma mistura de líquido e vapor. Esse escoamento bifásico absorve o calor do ambiente na forma de calor latente e, eventualmente, faz com que o vapor alcance a condição de saturado na saída do evaporador. O compressor succiona este vapor, elevando a sua pressão e temperatura e o conduz ao condensador. A diferença entre as temperaturas do fluido no condensador e do ambiente externo faz com que o mesmo ceda calor e condense, mantendo sua pressão constante e completando o ciclo.

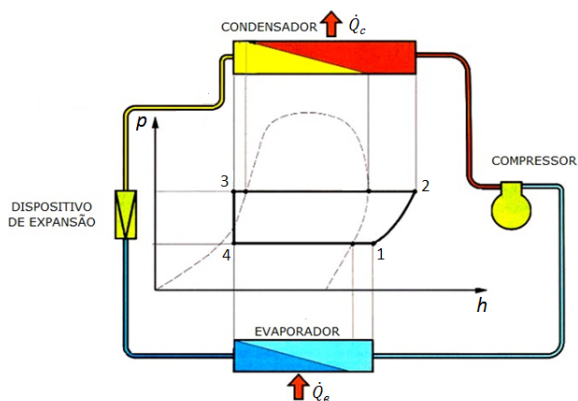


Figura 1.2 – Representação do diagrama pressão-entalpia para um ciclo de refrigeração.



Figura 1.3 – Representação esquemática de um sistema de refrigeração e seus componentes

1.2 Compressor Hermético Alternativo de Refrigeração Doméstica

Os compressores herméticos alternativos são os mais adotados em refrigeração doméstica, devido a suas características de custo baixo, flexibilidade quanto às condições de operação e confiabilidade. Um dos fatores que possibilita a operação deste tipo de compressor por vários anos é o fato do mesmo ser hermético, com os componentes mecânicos e o motor sendo confinados em uma carcaça lacrada. Esta configuração evita vazamentos de fluido refrigerante, já que vazamentos da câmara de compressão ficam retidos no interior do compressor e são constantemente incorporados ao sistema.

O termo alternativo diz respeito ao movimento do pistão, o qual alterna o sentido de seu movimento dentro de um mesmo ciclo por um mecanismo, tal como o do tipo biela-manivela. Além disto, o compressor possui um sistema de válvulas automáticas que funcionam de acordo com a diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e descarga ao longo do ciclo.

A carcaça do compressor alternativo é formada por placas estampadas e soldadas de forma a manter uma região interna hermeticamente selada. Externamente, a carcaça possui componentes que dirigem o escoamento do gás refrigerante para o interior e exterior do compressor, como é o caso dos tubos de sucção e descarga, respectivamente. Na parte externa, encontra-se também a presença de um terminal elétrico para a conexão do motor com a rede de energia e uma placa base para sustentação do equipamento.

Internamente, há a presença de componentes mecânicos que garantem o processo de compressão do gás e um depósito de óleo na porção inferior da carcaça, denominado cárter.

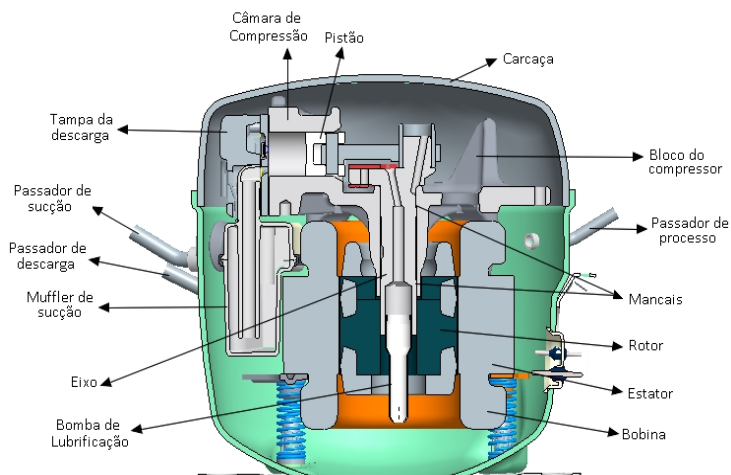
O conjunto comumente chamado de *kit* mecânico compreende todos os componentes localizados no interior da carcaça, com exceção do motor, podendo ser dividido em sistema de sucção, sistema de compressão e sistema de descarga.

O sistema de sucção é constituído por passador de sucção, *muffler* de sucção, câmara de sucção e válvula de sucção. O gás proveniente do evaporador adentra ao compressor pelo passador de sucção, sendo dirigido de forma direta para o *muffler* de sucção, o qual tem a função de amortecer as pulsações de pressão induzidas pelo escoamento intermitente. Em seguida o gás é direcionado à câmara de sucção, para então ser admitido na câmara de compressão.

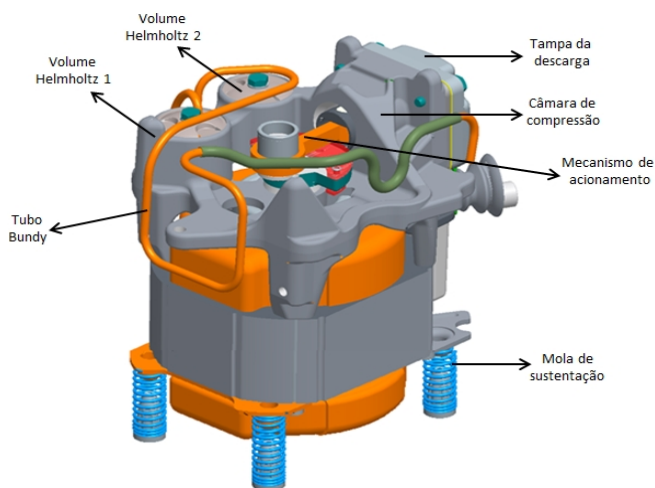
O sistema de compressão é constituído por câmara de compressão, pistão, mecanismo de acionamento e motor elétrico, tendo a finalidade de promover o aumento da pressão e temperatura com a compressão do gás. O pistão pode ser conectado a um eixo excêntrico por meio de uma biela, caracterizando um mecanismo biela-manivela que efetiva um movimento alternativo no interior da câmara de compressão. O movimento do pistão é promovido por um motor de indução através do acoplamento do eixo ao rotor. Além do rotor, o motor possui um estator ligado a duas bobinas que são responsáveis pela alimentação elétrica.

O sistema de descarga direciona o gás com alta pressão e temperatura para a linha do condensador, sendo constituído por válvula de descarga, câmara de descarga, *muffler* de descarga, tubo *bundy* e tubo de descarga. Nesta etapa, o gás a alta pressão é direcionado da câmara de compressão através da válvula de descarga para o interior da câmara de descarga. O gás é então conduzido por um tubo de comunicação para o interior do *muffler* de descarga, cuja função é amortecer pulsações de pressão, de forma similar ao realizado pelo *muffler* de sucção. Fisicamente, o *muffler* de descarga é composto por duas câmaras intercomunicantes, comumente chamadas de volumes de Helmholtz 1 e 2, construídas no bloco do compressor. Após passar pelo *muffler* de descarga, o gás segue através de um tubo soldado na tampa do volume de Helmholtz 1. Este tubo, muitas vezes referenciado como tubo *bundy*, é longo e possui várias curvas, de forma a reduzir a transmissão de vibrações para a carcaça. Finalmente, o gás alcança o passador de descarga e é conduzido à linha do condensador. Um esquema com os componentes de um compressor alternativo é ilustrado na Figura 1.4.

Geralmente, compressores empregam óleo lubrificante para reduzir a fricção nos diversos mancais que compõem o sistema de acionamento do



(a) Vista em corte do compressor.



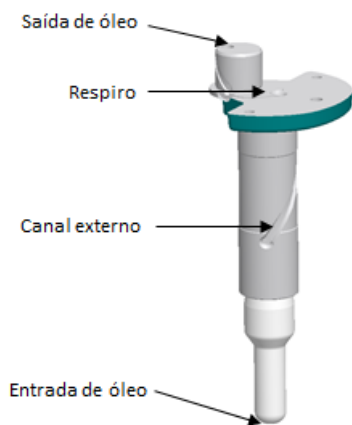
(b) Vista tridimensional de alguns componentes.

Figura 1.4 – Componentes de um compressor alternativo.

pistão. Por meio de um sistema de bombeamento montado no próprio eixo de acionamento, o óleo é distribuído a partir do cárter para as partes do compressor que necessitam lubrificação.

A bomba lubrificante (Figura 1.5) possui diversos canais para a saída de

óleo ao longo de seu trajeto do cárter até a saída na extremidade do excêntrico do eixo principal. Além desta saída, mais duas saídas são posicionadas para o óleo: uma no canal externo e outra na região chamada de respiro. Estas saídas adicionais de óleo auxiliam o processo de lubrificação, principalmente nos componentes que se encontram em regiões intermediárias do *kit* mecânico. A maior parte do óleo que deixa a extremidade do eixo forma uma voluta de óleo que impinge contra a superfície interna superior da carcaça, escorrendo então pelas laterais até o cárter. Essa porção de óleo que escoar ao longo da carcaça e outra porção que escoar sobre o *kit* mecânico se juntam ao óleo no cárter, possibilitando o estabelecimento do ciclo de lubrificação.



(a) Sistema de alimentação.



(b) Geometria Real do eixo, bomba e rotor.

Figura 1.5 – Esquema do sistema de bombeamento de óleo do compressor.

Além da lubrificação, o óleo lubrificante atua na redução do vazamento entre o cilindro e o pistão, na prevenção da corrosão de partes metálicas, na diminuição do acúmulo de contaminantes, no amortecimento do impacto de componentes e no processo de absorção e liberação de calor dos componentes. O papel do óleo na transferência de calor é de grande importância no gerenciamento térmico de compressores alternativos, pois reduz as temperaturas dos componentes, principalmente no sistema de compressão e descarga. No presente trabalho, o efeito do óleo na transferência de calor nos componentes do compressor é modelado, conforme detalhamento apresentado no capítulo 3.

1.3 Parâmetros de Eficiência de Compressores

O desempenho de um compressor é usualmente definido através do coeficiente de performance, COP, o qual representa uma relação entre a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e , e a potência consumida pelo compressor, \dot{W}_c , ou seja:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (1.1)$$

onde

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1.3)$$

A vazão mássica \dot{m} e a entalpia específica do fluido h_i variam de acordo o ciclo termodinâmico de refrigeração (Figura 1.2), que depende da condição de operação do sistema. Assim, de acordo com as condições de pressão e temperatura no condensador (p_c , T_c) e no evaporador (p_e , T_e), o sistema responderá com menor ou maior eficiência.

De fato, um dos maiores interesses da área de refrigeração envolve a maximização do COP no sistema de refrigeração, através da diminuição do consumo de energia pelo compressor, ao mesmo tempo em que a absorção de calor no evaporador é maximizada.

A análise do COP pode ser realizada com referência ao seu valor máximo (ou ideal), evidenciando assim o quão distante o sistema real está em relação ao sistema ideal. De acordo com Carnot, a máxima eficiência de uma máquina térmica depende somente dos dois níveis de temperatura em que atua. Assim, o máximo COP para um sistema de refrigeração é dado por (Gosney, 1982):

$$COP_c = \frac{T_f}{T_q - T_f} \quad (1.4)$$

onde T_f e T_q são as temperaturas relativas às fontes fria e quente, respectivamente, ou seja, as duas temperaturas envolvidas no ciclo, a do ambiente a ser refrigerado e a do ambiente externo.

Para a obtenção desse efeito, devem ser realizados quatro processos básicos, todos de caráter reversível: (1) um processo isotérmico de transferência de calor do reservatório à baixa temperatura, (2) um processo adiabático, na qual a temperatura do fluido de trabalho aumenta desde a do reservatório à baixa temperatura até a do outro reservatório, (3) um processo isotérmico de transferência de calor para o reservatório a alta temperatura e (4) um processo adiabático, na qual a temperatura de fluido de trabalho

diminui desde a do reservatório a alta temperatura até a do outro reservatório. Este ciclo idealizado pode ser expresso em um diagrama $T - s$ conforme esquematizado na Figura 1.6(a). A Figura 1.6(b) apresenta a situação para o caso real de funcionamento do ciclo para fins de comparação, onde se observa as perdas de um ciclo que utiliza um fluido real submetido a processos termodinâmicos irreversíveis.

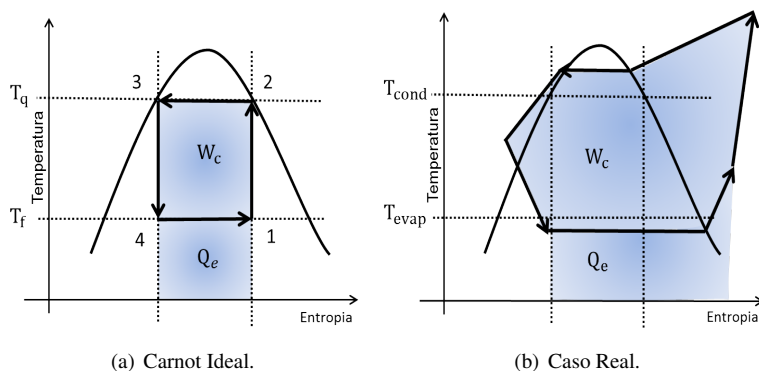


Figura 1.6 – Comparação entre o ciclo de refrigeração de Carnot e um ciclo real, segundo um diagrama $T \times s$.

A menor eficiência do ciclo real é devida a dois aspectos: (1) o não aproveitamento da energia disponível no processo de expansão do gás e (2) o fato de que a compressão ocorre para o vapor superaquecido ao invés de saturado, originando uma temperatura final de compressão bastante elevada, como mostrado na Figura 1.6(b). Outra diferença relevante se deve aos processos que acontecem de forma irreversível, devido à presença de atrito viscoso em todas as etapas do ciclo e à transferência de calor associada a diferenças de temperaturas entre os ambientes e o condensador e o evaporador. Segundo Possamai e Todescat (2004), as taxas de transferência de calor promovidas pelas diferenças finitas entre as temperaturas do ambiente refrigerado e do evaporador e entre as do condensador e do ambiente externo, comumente utilizadas em sistemas de refrigeração, proporcionam uma perda de 35% de eficiência do ciclo em relação ao ciclo de Carnot, sendo denominadas perdas do ciclo.

Ussyk (1984) descreve detalhadamente as principais perdas de eficiência de um compressor alternativo de refrigeração doméstica, e as classifica em duas categorias principais: perdas de fluxo de massa e perdas de energia.

As perdas de fluxo de massa reduzem a capacidade do compressor decorrente de diversos fatores: volume morto, vazamentos entre folgas no

conjunto pistão/cilindro, refluxos em válvulas, superaquecimento do gás na sucção, mistura do gás com óleo lubrificante, restrições geométricas, entre outros.

As perdas de energia (Figura 1.7) se relacionam com ineficiências que aumentam a diferença entre a energia elétrica entregue ao compressor e a energia usada no ciclo de compressão. Por exemplo, da potência elétrica total consumida, W_{el} , parte é dissipada no motor elétrico, devido a ineficiências ocasionadas, por exemplo, por correntes parasitas e histerese, e o restante é entregue ao eixo mecânico. Da energia disponível ao eixo, parte é despendida por fricção nos componentes de transmissão mecânica e nos mancais. Descontadas as perdas elétricas e mecânicas, tem-se a potência entregue ao fluido refrigerante, denominada potência indicada, W_{in} , da qual é descontada a parcela de perdas referentes a restrições de escoamento nas válvulas e orifícios, resultando a potência útil, denominada potência efetiva, W_{ef} .

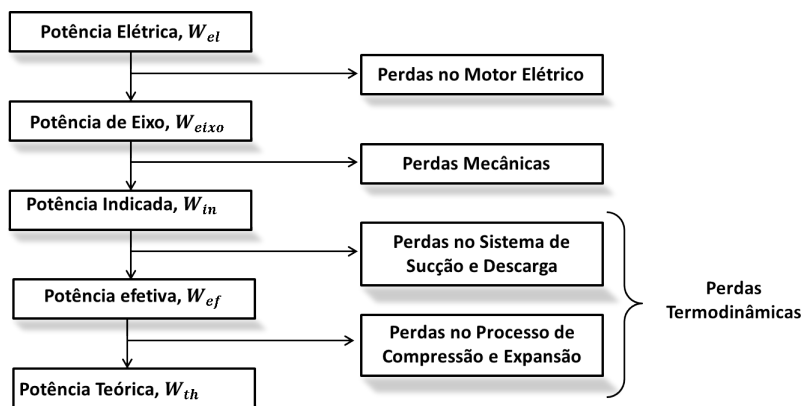


Figura 1.7 – Esquema para as perdas de energia no compressor.

Segundo Pandeya e Soedel (1978), como os processos de compressão e de expansão não acontecem de forma adiabática, ocorrem perdas devido à troca de calor entre o fluido e as paredes da câmara, além de outras irreversibilidades durante o ciclo. A análise dessas irreversibilidades pode ser feita através da comparação com processos idealizados, conforme esquema da Figura 1.6, representados por processos de compressão e reexpansão de forma adiabática, onde se tem uma potência teórica, W_{th} , necessária para comprimir o gás. Logo, todas as perdas inerentes ao processo de compressão são denominadas perdas termodinâmicas.

Um ciclo de compressão ideal também pode ser indicado por um diagrama p - V , conforme mostra a Figura 1.8(a), com as seguintes etapas: expansão (A-B), sucção (B-C), compressão (C-D) e descarga (D-A). O trabalho realizado é correspondente à área interna da curva A-B-C-D-A. Entretanto, para um ciclo real de operação, o diagrama p - V assume a forma indicada pela linha pontilhada na Figura 1.8(b), com gastos extras de energia nos processos de sucção e de descarga, representados pelas áreas formadas abaixo e acima da pressão de sucção, p_{suc} , e de descarga, p_{desc} . Observa-se também uma pequena parcela decorrente do processo não ocorrer de forma isentrópica.

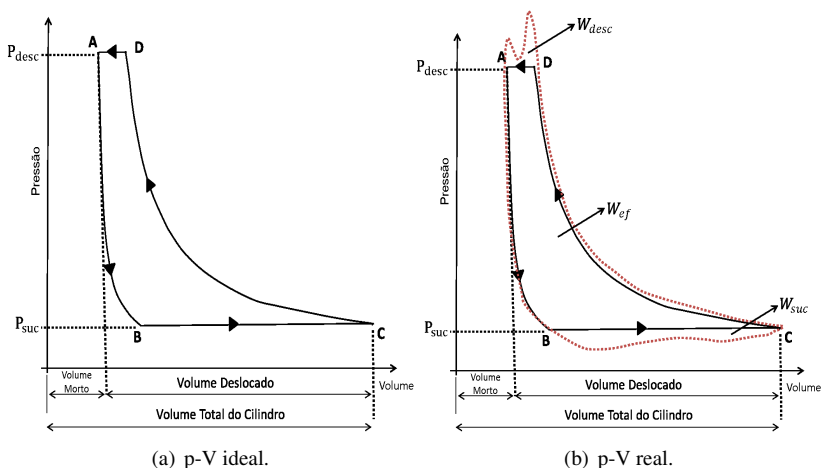


Figura 1.8 – Diagrama p - V de um compressor alternativo.

O aumento da potência indicada do ciclo real em relação ao ciclo ideal, dada pela diferença entre os respectivos diagramas p - V , é atribuído à ineficiência termodinâmica do compressor. Dessa forma, pode-se definir um COP com foco na eficiência termodinâmica, na forma:

$$COP_{pV} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{in}} \quad (1.5)$$

Um estudo das diversas ineficiências de um compressor de refrigeração doméstica foi realizado por Possamai e Todescat (2004), indicando as parcelas referentes a cada uma das perdas: elétrica, mecânica, termodinâmica e do ciclo (Figura 1.9). Considerando essas perdas, pode-se definir diferentes eficiências do compressor:

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{el}} \quad (1.6)$$

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{W}_{eixo}} \quad (1.7)$$

$$\eta_{termo} = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{W}_{in}} \quad (1.8)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{carnot}}{\dot{W}_{th}} \quad (1.9)$$

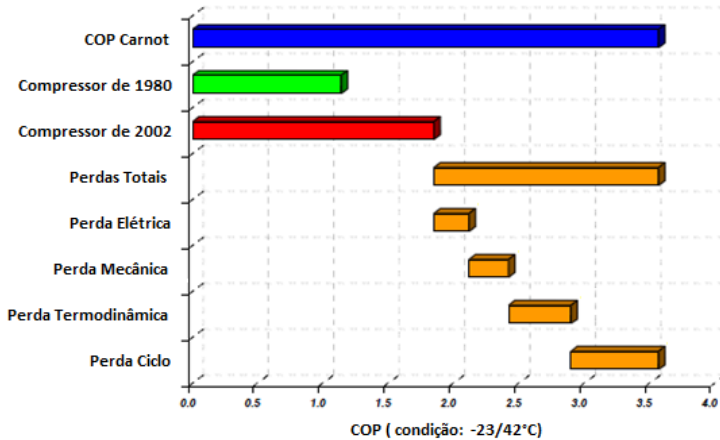


Figura 1.9 – Distribuição de Perdas no COP de Compressores Herméticos (Possamai e Todescat, 2004).

As avaliações de Possamai e Todescat (2004) indicaram os seguintes valores de eficiências: $\eta_{el} = 87,3\%$, $\eta_{mec} = 87,6\%$, $\eta_{termo} = 83,4\%$ e $\eta_{ciclo} = 81,2\%$ (Figura 1.9).

Como citado anteriormente, fenômenos como trocas térmicas entre o gás e a parede do cilindro, ocasionam uma redução da eficiência do compressor. O trabalho específico realizado durante o processo real de compressão pode ser denotado por $w (= \dot{W}/\dot{m})$. Por outro lado, em um processo ideal, ou isentrópico, de compressão sem troca de calor e irreversibilidades, o trabalho específico entregue para a compressão é w_s . A eficiência do processo de compressão pode ser avaliada através da eficiência isentrópica, dado pela razão entre os dois trabalhos supracitados:

$$\eta_s = \frac{w_s}{w} \quad (1.10)$$

Deve ser observado que em compressores herméticos de refrigeração, \dot{W} denota a potência total consumida pelo compressor.

Outro parâmetro importante na caracterização do desempenho de compressores é a eficiência volumétrica, η_v , que representa uma relação entre a vazão de massa real do compressor, \dot{m} , e aquela que seria obtida caso o volume deslocado pelo pistão no cilindro fosse preenchido com gás na condição de densidade do passador de sucção na entrada do compressor, \dot{m}_{th} .

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (1.11)$$

A transferência de calor ao gás no sistema de sucção e outras irreversibilidades (vazamentos, restrições geométricas, etc) diminuem a vazão de massa do compressor. Assim, o rendimento volumétrico se relaciona diretamente à eficiência do compressor em oferecer vazão de massa ao sistema para uma dada condição de operação.

1.4 Efeitos do Superaquecimento

Como citado anteriormente, o desempenho de compressores alternativos de refrigeração é afetado pelo superaquecimento do gás refrigerante na sucção. Este fenômeno ocorre devido ao contato do gás com componentes com temperaturas mais elevadas, desde a sua entrada no compressor, pelo tubo de sucção, até alcançar a câmara de compressão.

O nível de aquecimento do gás aumenta com a razão de pressão estabelecida pelas temperaturas de evaporação e de condensação. Em função do resultado do processo de compressão, a câmara de compressão e o sistema de descarga são os que detêm de maiores temperaturas. Esses componentes quentes influenciam as temperaturas dos demais componentes do compressor, tais como aqueles que compõem o sistema de sucção.

O superaquecimento resulta na diminuição da vazão de massa devido ao aumento do volume específico do gás com o aumento da temperatura, originando uma redução da capacidade de refrigeração no sistema. Além disto, quanto mais superaquecido estiver o gás durante a compressão, maior será o trabalho específico de compressão. Assim, o campo de temperatura afeta a eficiência volumétrica e a eficiência isentrópica do compressor.

De fato, as perdas de eficiência por superaquecimento em compressores de refrigeração doméstica representam a maior parcela das perdas termodinâmicas, como pode ser observado na Figura 1.10. Desta forma,

a redução do superaquecimento pode permitir o aumento significativo da eficiência compressor.

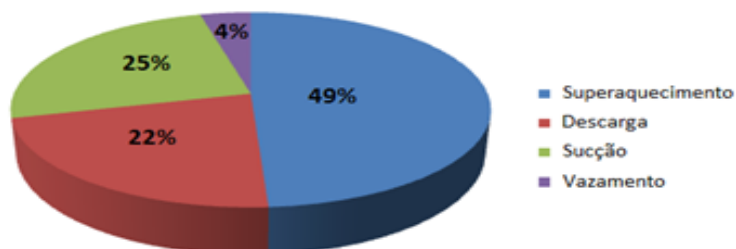


Figura 1.10 — Fontes de perdas termodinâmicas em um compressor de 900Btu/h (DESCHAMPS *et al.*, 2008).

Outra questões relacionadas com o gerenciamento térmico de compressores, envolve a manutenção da integridade física de componentes sensíveis a temperaturas elevadas, como é o caso do motor elétrico e componentes poliméricos (borrachas de vedação, suportes, etc), os quais podem ter suas funções comprometidas decorrente da degradação do material. No caso do motor, as perdas elétricas podem aumentar com um aumento da temperatura devido o aumento da resistência elétrica do cobre.

Em função do exposto, nota-se a importância em se avaliar o perfil térmico de compressores, buscando oportunidades de melhorias em seu desempenho. Nesse sentido, modelos numéricos de simulação são alternativas para a investigação detalhada dos fenômenos de transferência de calor que ocorrem nos diversos componentes do compressor.

1.5 Objetivos

O presente capítulo apresentou uma descrição dos principais componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica e as principais fontes de irreversibilidades encontradas nos mesmos. Verifica-se que as perdas termodinâmicas são as que mais influenciam na redução da eficiências desses compressores, destacando-se a parcela devido ao superaquecimento do gás ao longo do sistema de sucção do compressor.

O objetivo deste trabalho é a elaboração de um modelo híbrido de simulação térmica de compressores formado pela combinação de formulações integral e diferencial. O modelo é desenvolvido de forma a poder ser aplicado em diferentes condições de operação, sem a necessidade de dados experimentais para fins de calibração. A condução de calor em

componentes sólidos e o efeito do escoamento de óleo lubrificante são incluídos na modelação.

Após este capítulo introdutório, o Cap.2 apresenta uma revisão da literatura sobre os principais estudos na área de gerenciamento térmico de compressores alternativos de refrigeração doméstica. O Apêndice A descreve a modelagem numérica do ciclo de compressão e a maneira como esta é inserida no modelo proposto. Na sequência, o Cap.3 detalha as modelagens adotadas para as trocas de calor convectiva, difusiva e advectiva, bem como as condições de contorno da simulação, a inserção do efeito do escoamento do óleo na transferência de calor e, por fim, o procedimento de solução do modelo híbrido, incluindo o acoplamento das formulações integral e diferencial. O Cap.4 apresenta a validação do modelo e análises de fatores que afetam a transferência de calor. Finalmente, as principais conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros são indicadas no Cap. 5.

2 *Revisão Bibliográfica*

Prasad (1998) apresentou uma revisão de técnicas analíticas, numéricas e experimentais para o estudo da transferência de calor em compressores. Segundo o autor, a transferência de calor não afeta somente a eficiência, mas também o projeto, a operação e confiabilidade do compressor. Outro aspecto enfatizado foi a necessidade de melhorias nos modelos de simulação, devido a fenômenos complexos que ocorrem no interior do compressor. Dentro deste contexto, o autor discute o desenvolvimento de modelos a partir de correlações para coeficientes de transferência de calor, destacando a dificuldade em aplicá-las em função das características irregulares das geometrias dos componentes e do escoamento do gás. Prasad (1998) aponta que dados experimentais indicam coeficientes de transferência de calor muito maiores que os obtidos de correlações disponíveis para geometrias básicas, uma diferença justificada pela presença de curvas, rugosidade superficial, entre outras, as quais tendem a aumentar a transferência de calor.

A elaboração de modelos de transferência de calor para a simulação térmica de compressores é de suma importância para a análise do superaquecimento do gás durante os processos de sucção e de compressão, o qual afeta as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Além disto, muitas vezes os níveis de temperatura nos diversos comportamentos do compressor devem também ser avaliados para fins de critérios de confiabilidade. Atualmente, com o avanço da capacidade de processamento computacional, observa-se uma melhoria nas práticas de simulações e a investigação de problemas cada vez mais complexos.

Este capítulo apresenta uma revisão dos principais trabalhos dedicados a análises térmicas de compressores alternativos de refrigeração, com ênfase na simulação numérica integrada de todos os componentes, em linha com o objetivo principal do presente trabalho. No entanto, descrevem-se também as principais investigações experimentais dedicadas à caracterização do perfil térmico do compressor, como forma de possibilitar uma melhor compreensão dos fenômenos encontrados no compressor e a obtenção de dados necessários para a validação dos modelos numéricos.

2.1 Análises Numéricas

Análises numéricas são desenvolvidas com o intuito de prever o comportamento térmico do compressor sob determinadas condições de operação, buscando-se compreender os fenômenos do escoamento do gás no interior do compressor e o perfil térmico dos componentes sólidos. Tais análises empregam modelos que se diferenciam de acordo com o nível de discretização do domínio de solução, custo computacional e complexidade da formulação, podendo ser classificados em três classes: (a) modelos integrais, (b) modelos diferenciais e (c) modelos híbridos. Cada uma dessas classes de modelo são detalhadas a seguir.

2.1.1 Modelos Integrais

Neste tipo de modelagem, aplica-se a formulação integral para equação da conservação de energia em alguns volumes de controle, resultando em equações governantes da transferência de calor em regiões sólidas e de escoamento de gás. Este tipo de abordagem é normalmente aplicada quando se deseja uma análise mais simples e menos dispendiosa computacionalmente. A Figura 2.1 apresenta um exemplo de volume de controle para uma região de escoamento de gás. Geralmente, diversos volumes de controle devem ser incluídos na análise e a interação entre os mesmos é realizada através do conceito de analogia elétrica, através do estabelecimento de resistências térmicas, a serem detalhadas posteriormente neste estudo. Na simulação de compressores alternativos, modelos integrais são amplamente empregados e o sistema de equações inter-relacionadas é resolvido por métodos numéricos, fornecendo resultados para temperaturas e fluxos de calor em cada um dos volumes de controle.

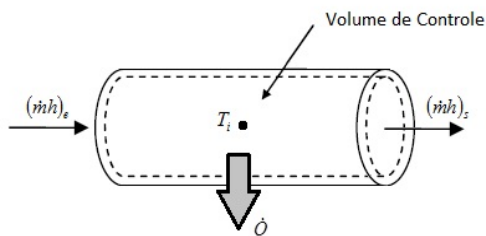


Figura 2.1 – Volume de controle para aplicação de um modelo integral.

Brok *et al.* (1980) avaliaram trocas térmicas em condições limites de transmissão de calor considerando situações hipotéticas, tais como: i) liberação total do calor do interior da carcaça para o ambiente externo e ii) liberação total do calor interno para o gás na sucção. A transferência de calor nas câmaras de sucção e de descarga foi descrita através da lei de resfriamento de Newton, enquanto que um processo politrópico foi assumido na câmara de compressão. O modelo foi desenvolvido para compressores do tipo aberto, não incluindo a troca de calor entre o motor elétrico, carcaça do compressor e óleo lubrificante, os quais são bastante relevantes em compressores herméticos. Resultados para os cenários de ciclos de compressão isentrópica e politrópica foram comparados e uma análise foi realizada sobre incertezas nos valores dos coeficientes de transferência de calor nas câmaras, os quais foram obtidos de expressões linearizadas. Por exemplo, para a placa de válvulas o coeficiente de transferência de calor assumiu a forma $h = c_1 + c_2V$, onde V é a velocidade do gás e c_1 e c_2 são constantes de calibração. Por outro lado, duas relações foram testadas para a câmara de sucção: $h = c_1V$ ou $h = c_1$. Na câmara de descarga foi atribuído um valor constante médio para h baseado em dados experimentais. Os autores concluem que a transferência de calor tem um efeito positivo sobre a eficiência do compressor no caso da liberação de calor para o ambiente externo e um efeito negativo quando todo o calor é recebido pelo gás na sucção. Finalmente, Brok *et al.* (1980) chamaram atenção quanto a incertezas dos valores dos coeficientes de transferência de calor, sobretudo no cilindro de compressão, sugerindo a necessidade de uma validação com base em dados experimentais.

Meyer e Thompson (1990) propôs um modelo analítico para simular a temperatura do gás em sistemas de sucção, adotando diversos *layouts* para os componentes do compressor. Para isto, uma modelagem integral foi adotada combinando as equações de conservação da massa e da energia em regime permanente e incluindo convecções natural e forçada, mas sem considerar a condução de calor nos componentes sólidos. Entre a superfície da carcaça e o ambiente externo foi utilizada uma correlação de transferência de calor para convecção natural sobre placa plana, enquanto que os coeficientes de troca de calor no ambiente interno foram determinados experimentalmente. A Figura 2.2 mostra componentes em torno dos quais volumes de controle foram utilizados.

Padhy (1992) apresentou uma formulação de capacitância global (*Lumped Heat Transfer Model*) para um compressor rotativo. Nesse trabalho, conforme pode ser visto de forma esquemática na Figura 2.3, um total de 22 componentes foram incluídos a fim de avaliar suas interações térmicas. Cada um dos volumes de controle envolvendo gás ou sólido são modelados

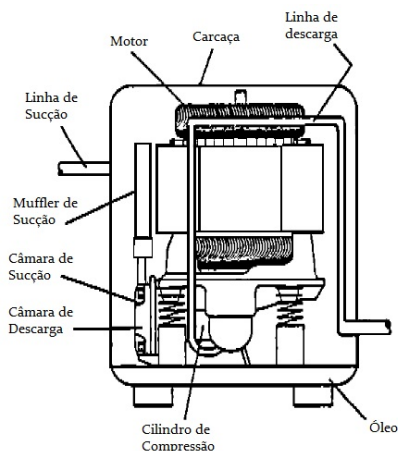


Figura 2.2 – Componentes do compressor no modelo de Meyer (1990)

por equações de conservação e interligados por condutâncias térmicas, originando um sistema de equações para o cálculo das temperaturas dos componentes. Esse tipo de método de solução é comumente conhecido por modelo de rede térmica (Thermal Network), sendo muitas vezes denotado por TNW, seguindo uma analogia com redes elétricas. O ponto de maior destaque do trabalho foi a tentativa de modelar a maioria dos coeficientes de troca convectiva de calor via correlações da literatura e somente alguns obtidos experimentalmente. O modelo permitiu a obtenção de resultados em boa concordância com dados experimentais também obtidos por Padhy (1992) demonstrando que o uso de correlações de troca de calor da literatura é viável na simulação térmica de compressores.

Todescat *et al.* (1992) desenvolveram um modelo integral para a previsão do perfil térmico de compressores em regime permanente, adotando o procedimento de capacitância global. Os volumes de controle são conectados através de condutâncias térmicas globais, UA_i , calibradas a partir de balanços de energia e dados experimentais de temperatura em vários volumes de controle do compressor, indicados na Figura 2.4. O ciclo de compressão foi simulado com o emprego de um modelo baseado na primeira lei da termodinâmica para regime transiente desenvolvido por Ussyk (1984). As características geométricas da câmara de compressão são consideradas, bem como a dinâmica das válvulas de sucção e descarga, vazamentos na folga entre o cilindro e o pistão, entre outros. A transferência de calor na parede do cilindro foi avaliada através da correlação proposta por Annand (1963). O

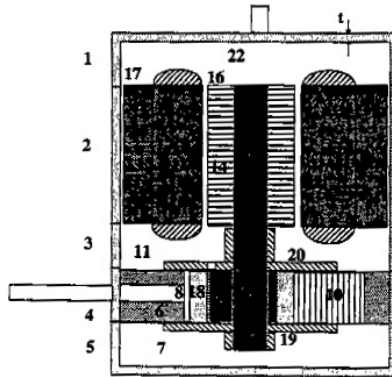


Figura 2.3 – Distribuição de componentes no modelo de Padhy (1992).

modelo de Ussyk (1984) é adotado no presente trabalho e maiores detalhes do mesmo e do seu procedimento de solução são apresentados no Apêndice A. O modelo térmico é acoplado ao modelo da câmara de compressão, formando um sistema linear de equações que é resolvido numericamente.

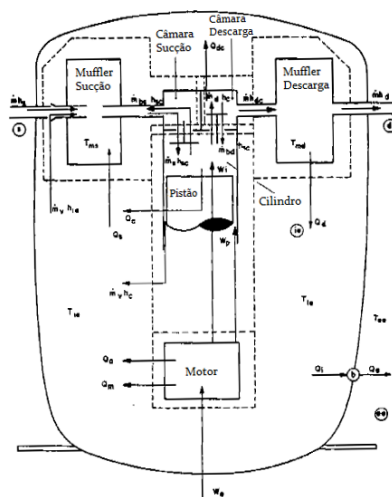


Figura 2.4 – Volumes de controle adotados no modelo de Todescat *et al.* (1992).

O modelo de Todescat *et al.* (1992) fornece resultados de temperatura

próximos aos observados experimentalmente. No entanto, embora a calibração dos coeficientes globais contemple parte de interações térmicas entre os componentes, o modelo não resolve a condução de calor em componentes sólidos, impossibilitando análises locais de trocas térmicas e mudanças no *layout* do compressor. Os autores mostraram que uma variação na temperatura da carcaça de 55°C para 75°C produz um aumento de aproximadamente 50% na troca de calor com a sucção e, como consequência, um aumento em torno de 10°C no superaquecimento do gás na sucção.

Cavallini *et al.* (1996) propôs um trabalho semelhante aos apresentados por Meyer e Thompson (1990) e Todescat *et al.* (1992), com balanços de massa e energia em regime permanente aplicados em seis volumes de controle: carcaça, bloco do compressor (cilindro, cabeçote e motor elétrico), *muffler* de sucção, câmara de sucção, câmara de descarga e linha de descarga, ilustrados na Figura 2.5. O ciclo de compressão foi representado através de processos politrópicos. Os coeficientes de troca convectiva de calor foram obtidos de correlações da literatura, algumas das quais diferentes daquelas adotadas por Padhy (1992). Um aspecto importante do modelo foi a inserção da presença do óleo lubrificante. Segundo Cavallini *et al.* (1996), o óleo ao ser bombeado retira calor do corpo do compressor e o rejeita para a carcaça. O coeficiente de transferência de calor entre o óleo e a carcaça e entre o óleo e motor elétrico foi determinado de correlações clássicas para convecção natural. A partir desse modelo, um procedimento numérico iterativo foi apresentado para a previsão das temperaturas, as quais se mostraram em boa concordância com dados experimentais em três condições de operação, dois compressores e dois fluidos refrigerantes (R134a e R600a).

Sim *et al.* (2000) propuseram um modelo similar aos de Meyer e Thompson (1990) e de Cavallini *et al.* (1996), com uma formulação integral em regime permanente para os volumes de gás e componentes sólidos, mas com um total de 32 componentes (13 elementos distribuídos ao longo do caminho do gás, 16 elementos sólidos e 3 elementos referentes ao óleo). Segundo o autor, correlações da literatura foram utilizadas para o cálculo dos coeficientes de troca convectiva de calor, embora as mesmas não tenham sido especificadas. O modelo incluiu também gerações de calor associadas a perdas no motor e ao processo de compressão. O trabalho considerou estudos paramétricos da eficiência volumétrica do compressor e variação da temperatura de sucção através de uma série de parâmetros, tais como áreas de transferência de calor, velocidade do ar sobre o compressor, mistura de fluido quente e frio no *muffler* de sucção (referenciando sucção direta e indireta) e condutividade térmica da câmara de descarga. O sistema de equações foi resolvido pelo método iterativo de Gauss-Jordan e boa concordância foi observada entre resultados numéricos e dados experimentais. Os autores

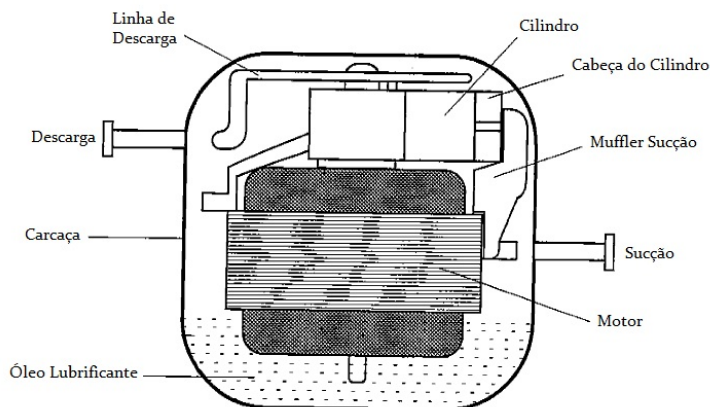


Figura 2.5 – Componentes do compressor no modelo de Cavalini *et al.* (1998).

observaram a diminuição no superaquecimento do gás na sucção e o aumento da eficiência volumétrica com o aumento da velocidade do ar externo, com o emprego de sucção direta e com o sistema de sucção isolado, conforme ilustrado na Figura 2.6.

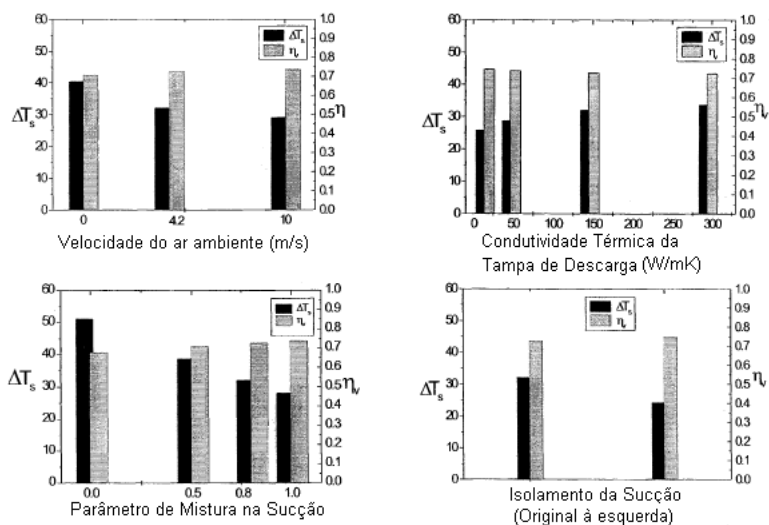


Figura 2.6 – Variação da temperatura de sucção e do rendimento volumétrico segundo modificações sugeridas (adaptada de Sim *et al.*).

Outro trabalho bastante influente ao tema proposto para a presente dissertação foi realizado por Ooi (2003), adotando o método TNW em regime permanente como em Padhy (1992). No entanto, Ooi (2003) adotou um número elevado de 46 componentes de forma a melhor descrever a troca de calor entre os diversos componentes. Correlações de transferência de calor disponíveis da literatura para geometrias simplificadas foram adotadas para descrever a troca de calor nos componentes. Uma representação esquemática do compressor utilizado por Ooi (2003) é ilustrado na Figura 2.7. As diferenças de até 20% entre os resultados de temperatura do modelo e dos dados experimentais foram atribuídas às simplificações geométricas adotadas e hipóteses assumidas para o escoamento do fluido refrigerante. Outro aspecto que contribui para tais diferenças é a dificuldade em caracterizar a condução de calor entre os componentes sólidos através de resistências térmicas. O modelo de Ooi (2003) foi empregado para estudar a variação da eficiência do compressor com a alteração do material da linha de sucção de cobre para Teflon e com o melhor posicionamento do sistema de sucção, observando-se uma redução na temperatura da parede do cilindro de 76,4°C para 67,2°C e um aumento de 2,3% no COP.

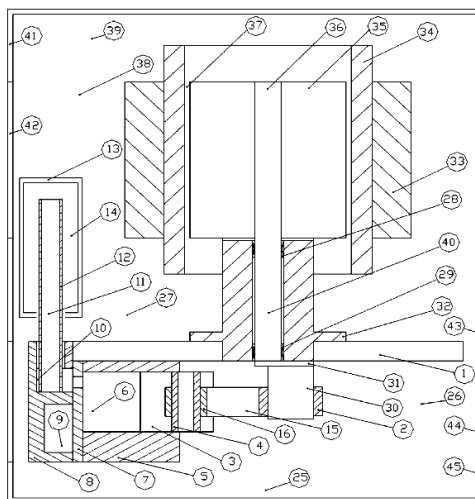


Figura 2.7 – Componentes simplificados do compressor no modelo de Ooi (2003).

Hass (2011) desenvolveu um modelo TNW em regime permanente para um compressor alternativo, caracterizando 59 de seus componentes, conforme ilustra a Figura 2.8. Balanços de energia foram realizados para cada

elemento sólido e volumes de controle em regiões de escoamento de fluido refrigerante e óleo lubrificante. As equações algébricas originadas desses balanços foram interligadas através do conceito de resistências térmicas de convecção, condução e radiação. Os coeficientes de transferência convectiva de calor foram avaliados de correlações da literatura. O efeito do escoamento do óleo lubrificante sobre a transferência de calor foi modelado através da introdução de termos fontes nas equações de balanço de energia mediante transporte advectivo inferido pelo escoamento de óleo em diversas regiões, como da carcaça, motor e bloco. O sistema de equações foi resolvido e as temperaturas previstas para os diversos componentes se mostraram em concordância satisfatória com dados experimentais nas duas condições de operação avaliadas ($-23.3^{\circ}\text{C}/40.5^{\circ}\text{C}$ e $-10^{\circ}\text{C}/90^{\circ}\text{C}$), com um desvio máximo de 7°C .

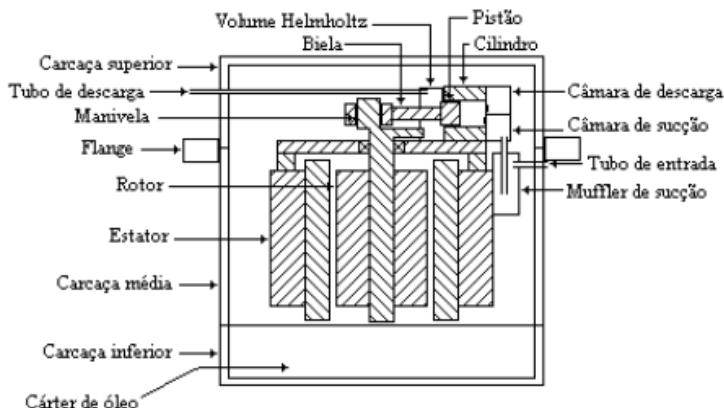


Figura 2.8 – Componentes do compressor utilizado no modelo de Hass (2011).

2.1.2 Modelos Diferenciais

Esta classe de modelo objetiva resolver a transferência de calor em sólidos e no escoamento do gás no interior do compressor através de uma formulação diferencial das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia. O principal objetivo desta técnica é prever o escoamento do fluido e a transferência de calor envolvida em um *design* específico, fornecendo o comportamento detalhado (ponto a ponto) do escoamento e sua interação com os componentes a um custo efetivamente menor e mais rápido que métodos experimentais. A solução deste tipo de

modelagem é bastante útil por resolver equações de transporte e conservação de energia de forma acoplada aos volumes de controle, o que elimina, por exemplo, a necessidade em se descrever os coeficientes de transferência de calor presentes no problema. O desenvolvimento deste tipo de modelo tem sido motivado pela disponibilidade de recursos computacionais cada vez maiores, tornando viável a sua aplicação em uma grande variedade de problemas de interesse tecnológico.

Raja *et al.* (2003) empregou um código comercial para elaborar um modelo diferencial para a previsão do perfil térmico de um compressor alternativo na condição de regime permanente. Conforme pode ser visto na Figura 2.9, o modelo considera o fluido refrigerante no interior do compressor em contato com o óleo situado no cárter.

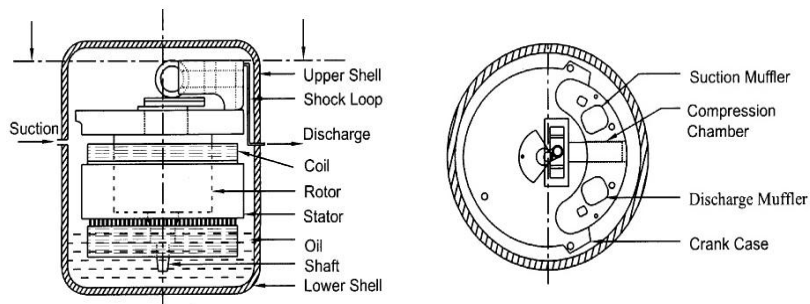
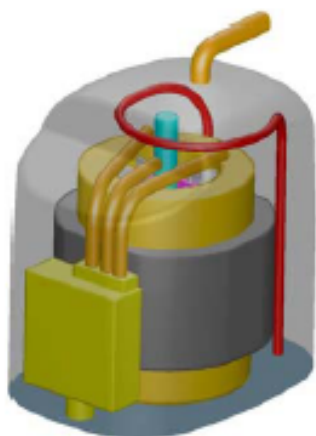


Figura 2.9 – Componentes do compressor utilizado no modelo diferencial de Raja (2003).

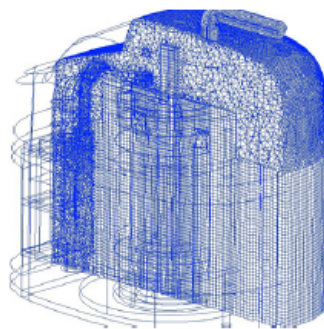
O domínio de solução foi subdividido em quatro subdomínios: i) fluido refrigerante, ii) óleo lubrificante, iii) estator e rotor e iv) bloco do compressor, englobando o sistema de sucção, a câmara de compressão e o eixo. O modelo resolve o problema através de dois estágios. No primeiro deles, o escoamento do fluido refrigerante é resolvido, fornecendo o campo de temperatura e os coeficientes de troca convectiva de calor junto a superfícies sólidas. O segundo estágio consiste na solução da condução de calor nos componentes sólidos a partir das condições de contorno geradas no primeiro estágio e de dados de geração de calor no motor e na câmara de compressão, fornecendo o campo de temperatura nos componentes como dado de saída. As temperaturas nas superfícies dos componentes sólidos são fornecidas como condição de contorno para uma nova solução do primeiro estágio, a qual por sua vez fornece dados requeridos para o recálculo da simulação do segundo estágio. Este procedimento é realizado até serem atendidos critérios de convergência baseados em balanços de massa e de energia. Os coeficientes de convecção na superfície externa da carcaça do compressor foram obtidos

de correlações da literatura. Os resultados obtidos por Raja *et al.* (2003) apresentaram boa concordância com dados experimentais, com um desvio máximo de 7,8% para o rotor e 8% para o bloco.

Birari *et al.* (2006) também adotaram um modelo diferencial para simular o perfil térmico de compressor em regime permanente, adotando a geometria ilustrada na Figura 2.10. A simulação foi dividida em duas etapas, onde uma é destinada à solução da transferência de calor nos componentes sólidos e no fluido refrigerante no interior da carcaça e nos sistemas de sucção e descarga. A outra etapa se destina à solução do escoamento e transferência de calor na câmara de compressão, utilizando uma malha móvel bidimensional para simular um processo de compressão, na qual o fluxo de calor que atravessa a parede é integrado ao longo do ciclo a fim de se avaliar um valor médio. Além do fluxo de calor na câmara de compressão, o modelo também considera a geração de calor no motor elétrico e em mancais. Comparações entre os resultados numéricos e experimentais para dois fluidos refrigerantes, R22 e R404a, mostraram desvios de no máximo 16°C.



(a)



(b) Malha geométrica dos domínios envolvidos.

Figura 2.10 – Componentes do compressor utilizado no modelo de Birari *et al.* (2006):(a) Componentes sólidos e gás no interior do compressor; (b) Malha computacional

Outra trabalho importante para a presente dissertação foi a investigação realizada por Pizarro (2007) sobre a influência do escoamento de óleo lubrificante do sistema de bombeamento na transferência de calor em um compressor hermético alternativo. Para isto, o autor desenvolveu um modelo diferencial unidimensional para resolver a equação da conservação de energia

em regime permanente do escoamento de óleo no cárter e nas superfícies da carcaça e do bloco do compressor. Além disto, uma abordagem integral foi adotada para os demais componentes, seguindo Todescat *et al.* (1992), sendo resolvida de forma acoplada ao modelo diferencial do óleo. A Figura 2.11 apresenta um esquema do domínio de solução e os pontos de monitoramento da temperatura do escoamento de óleo. Os coeficientes de troca de calor entre as interfaces óleo/parede e gás/óleo foram avaliados de balanços de energia globais em volumes de controle convenientemente definidos. Nesses balanços de energia, a razão entre o fluxo de calor e a diferença de temperatura entre domínios vizinhos define os coeficientes de troca de calor requeridos no modelo.

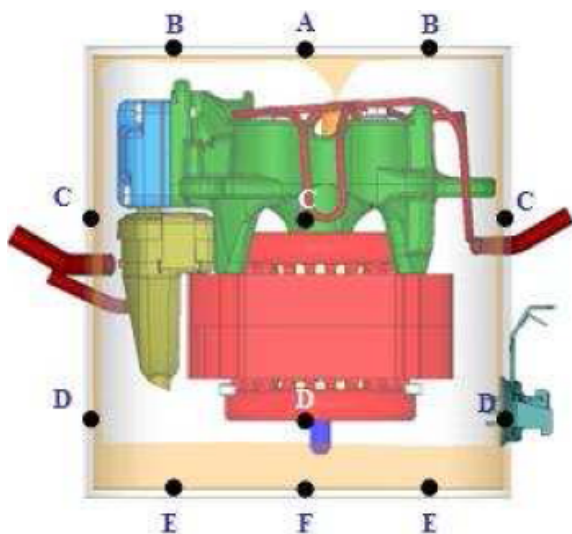


Figura 2.11 – Pontos de monitoramento de temperatura para o escoamento de óleo no modelo de Pizarro (2007).

A análise mostrou que a variação da vazão do escoamento de óleo fornecida pelo sistema de bombeamento entre 200 ml/min e 300 ml/min não afeta de forma significativa as temperaturas dos elementos e também grandezas energéticas e os parâmetros de eficiência do compressor. Pizarro (2007) também analisou numérico e experimentalmente as situações da presença ou não do escoamento de óleo sobre a carcaça. De forma geral, os resultados do modelo apresentaram boa concordância com as medições, embora com a necessidade de se prescreverem as proporções das vazões de óleo que escoam sobre a carcaça e sobre o bloco.

2.1.3 Modelos Híbridos

Em termos gerais, o modelo híbrido é formado pela combinação de modelos diferencial e integral para resolver a transferência de calor em componentes sólidos e no escoamento de fluido refrigerante e óleo lubrificante. Esta técnica de simulação pode ser entendida como um compromisso entre acurácia e custo computacional, representado pela solução detalhada do campo de temperatura no modelo diferencial e a simplicidade do sistema de equações do modelo integral. No entanto, a aplicação do modelo híbrido requer informações para o acoplamento entre os modelos diferencial e integral como, por exemplo, coeficientes globais de troca térmica que devem ser obtidos experimentalmente ou através de correlações. Este é o tipo de abordagem adotada na presente dissertação e, assim, a mesma é explicada em detalhes no capítulo 3.

Almbauer *et al.* (2006) desenvolveu modelos para simulações numéricas tridimensionais (3D), com o objetivo de comparar os resultados obtidos por modelos integral e diferencial para as regiões do cilindro de compressão, da placa de válvulas e do cabeçote, conforme mostrado na Figura 2.12. A partir da simulação 3D, os autores definiram e avaliaram funções de transferência de calor (HTFs) para caracterizar as trocas térmicas entre as regiões supracitadas. Para realizar esta tarefa, três etapas foram definidas: i) solução do escoamento do fluido refrigerante usando um código comercial; ii) solução da transferência de calor em todo domínio sólido, incluindo o sistema cilindro-pistão, etapa na qual são definidas as HTFs e iii) análises térmicas globais pelo método de condutância global. Na primeira etapa, o modelo resolve as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para um escoamento transiente unidimensional usando uma metodologia em diferenças finitas, que permite a representação dos principais componentes geométricos, incluindo o movimento das válvulas e do pistão. Os resultados da simulação fornecem o trabalho realizado pelo compressor, o campo de pressão e velocidade do escoamento de gás e a transferência de calor nas superfícies sólidas, utilizando para isto as temperaturas das paredes como condição de contorno, que são obtidas experimentalmente.

Após esta etapa, tem-se a resolução tridimensional de temperaturas para o conjunto do cilindro, onde as condições de contorno foram obtidas na simulação da primeira etapa ou experimentalmente, na qual são encontradas também as HTFs, originadas da razão entre a troca de calor e a diferença de temperatura entre os volumes. Finalmente, é realizada a etapa de solução do conjunto de equações geradas pelas análises individuais nos componentes com emprego do método de Gauss-Jordan para resolução de sistemas lineares. Este tipo de solução compreende a metodologia numérica

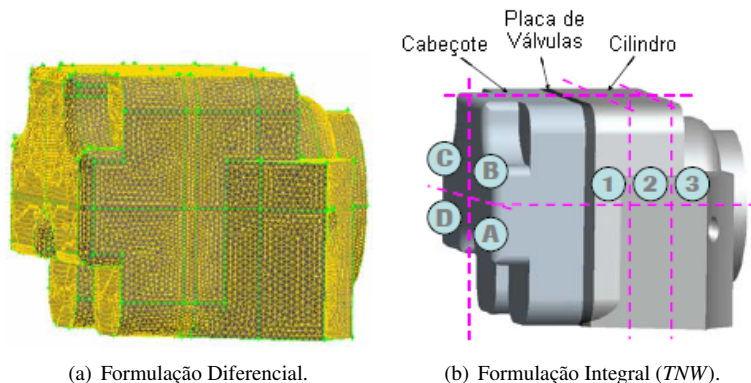


Figura 2.12 – Esquema dos componentes sólidos para aplicação dos modelos numéricos de Almbauer (2006).

híbrida, por fazer referência aos procedimentos de formulação integral e diferencial. Almbauer *et al.* (2006) encontrou boa concordância entre as previsões de temperatura, obtidas com os modelos diferencial 3D e TNW, e dados experimentais, apresentando diferenças menores do que $0,5^{\circ}\text{C}$. No entanto, os fluxos de calor entre os casos diferem da realidade, na qual segundo o autor, se deve principalmente ao fato de que a distribuição de temperatura nas massas individuais não é uniforme (como é considerado no modelo TNW), e também, devido à complexidade das geometrias que não são inseridas no modelo. Dessa forma, os autores chama atenção da utilização da metodologia TNW, que deve ser efetuada com uma quantidade grande de volumes de controle para não ocorrer diferenças substanciais nos resultados finais da simulação.

Ribas (2007) desenvolveu um modelo híbrido para simular a transferência de calor tridimensional por condução no bloco e no cabeçote de um compressor alternativo de refrigeração doméstica via formulação diferencial (Figura 2.13), com as temperaturas dos demais volumes sendo avaliadas por uma formulação integral. A formulação integral empregada no método híbrido de Ribas (2007) é muito similar àquela de Todescat *et al.* (1992). Coeficientes de condutância global devem ser obtidos de balanços de energia a partir de dados experimentais de forma a permitir o acoplamento entre os modelos diferencial e integral, os quais são resolvidos por um procedimento iterativo. O modelo integral é introduzido na forma de uma subrotina em um código comercial adotado para resolver a condução de calor nos componentes sólidos. Os resultados obtidos com o modelo híbrido apresentaram boa concordância com dados experimentais, com desvios

inferiores a 5%.

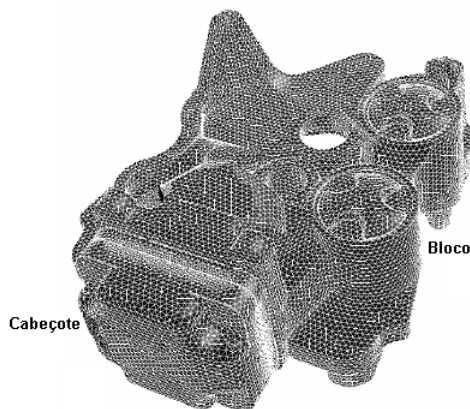


Figura 2.13 – Domínios sólidos para aplicação diferencial no modelo de Ribas (2007).

Schereiner (2008) apresentou duas abordagens para a determinação do perfil térmico de um compressor alternativo de refrigeração: i) modelo híbrido seguindo a proposta de Ribas (2007); ii) modelo diferencial para todo o domínio do compressor, incluindo o escoamento de fluido refrigerante, mas desprezando o escoamento de óleo. A partir de medições em um protótipo do compressor, ilustrado na Figura 2.14, os coeficientes de transferência de calor foram obtidos para o modelo integral. O autor comparou os resultados de ambos os modelos para duas condições de operação, representadas pelas temperaturas de evaporação e de condensação: $-25^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$ (condição 1) e $-15^{\circ}\text{C}/45^{\circ}\text{C}$ (condição 2). Em relação ao modelo híbrido, boa concordância foi encontrada entre as previsões e as medições de temperatura para a condição 1, com desvio máximo de $3,5^{\circ}\text{C}$. A diferença de até $6,8^{\circ}\text{C}$ verificada para a condição 2 foi atribuída ao fato de os coeficientes de transferência de calor terem sido calibrados para a condição 1. O modelo diferencial, denominado Modelo de Fluxo Médio, forneceu resultados de temperatura com grandes desvios em relação às medições, alcançando uma diferença máxima de $22,8^{\circ}\text{C}$. Esta deficiência do modelo de fluxo médio foi associada à não consideração da influência do escoamento de óleo lubrificante sobre a transferência de calor, conforme demonstrada em outros trabalhos da literatura.



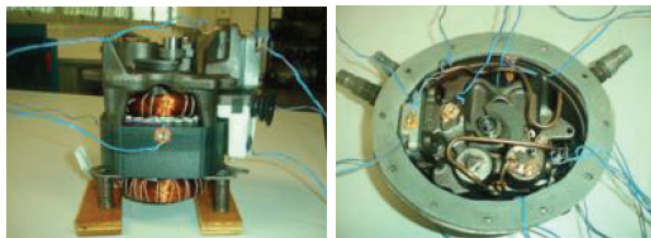
Figura 2.14 – Esquema do Compressor utilizado por Schereiner (2008) com ênfase nos passadores e alguns componentes.

2.2 Investigações Experimentais

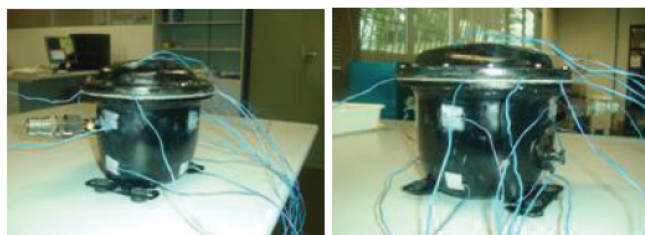
Medições de temperatura são amplamente utilizadas no desenvolvimento de compressores de refrigeração, a fim de identificar e eliminar fenômenos que aumentam de forma desnecessária o superaquecimento do gás na sucção. Além disto, dados experimentais são também importantes para a calibração e validação de modelos de simulação. Investigações experimentais da transferência de calor em compressores alternativos foram realizadas por diversos autores. Por exemplo, Meyer A. e Thompson (1990) e Kim *et al.* (2000) usaram termopares para medir a temperatura do escoamento do fluido refrigerante em diferentes regiões do compressor, com o objetivo de avaliar o fenômeno do superaquecimento devido ao contato do gás na sucção com regiões mais aquecidas, tais como o ambiente interno da carcaça do compressor, cabeçote e motor.

Cavallini *et al.* (1996) e Pizarro (2007) também realizaram medições de temperaturas com termopares em diversas regiões do compressor, a fim de validar seus modelos de simulação discutidos anteriormente. A Figura 2.15 mostra etapas da instrumentação do compressor efetuada no trabalho de Pizarro (2007) para medições de temperatura com termopares do tipo T. Medições de temperatura no compressor permitem a avaliação do fluxo de calor em diversas regiões e a determinação de coeficientes de condutância global, UA , através de balanços de energia. A obtenção desses coeficientes é requerida para o uso de alguns modelos de simulação, tal com aqueles propostos por Todescat *et al.* (1992) e Ribas (2007).

Alguns trabalhos se dedicaram à caracterização da transferência de calor na câmara de compressão de compressores. Neste sentido, Adair *et al.* (1972) realizaram estudos para avaliar as correlações existentes na literatura para transferência de calor em cilindros de compressores alternativos, muitas delas originalmente desenvolvidas para motores de combustão interna, como em Sitkei (1962), Woschini (1966) e Annand (1963). Adair *et al.* (1972) aplicou termopares de resposta rápida no cabeçote de um compressor de três cilindros



(a) Componentes Internos.



(b) Carcaça externa.

Figura 2.15 – Instrumentação de um compressor alternativo por Termopares (Pizarro, 2007).

do tipo aberto para avaliações do transiente do fluxo de calor e temperatura. Os autores concluíram que as correlações da literatura apresentam a mesma tendência porém com magnitudes diferentes. Adair *et al.* (1972) propuseram uma correlação para coeficiente de transferência de calor instantânea no cilindro, a qual apresentou um desvio em torno de $\pm 20\%$ em relação às medições.

Além do uso de termopares, sensores de fluxo de calor (SFC) têm também sido usados na caracterização térmica das superfícies de componentes de compressores. Prasad (1992) empregou SFCs para medir a transferência de calor nas paredes do cilindro de compressão de um compressor com o intuito de avaliar a relação entre a perda de capacidade com o superaquecimento do gás na sucção. Além disto, três termopares de resposta rápida foram posicionados próximos às válvulas e no centro da superfície do cilindro. O autor observou diferenças entre as temperaturas e fluxos de calor medidos nas regiões citadas e concluiu que o calor entregue ao gás decorrente da mistura com o gás remanescente no cilindro durante a compressão é uma das principais fontes de superaquecimento em compressores alternativos.

Dutra (2008) investigou experimentalmente a transferência de calor em diferentes componentes de compressores alternativos com o emprego de

termopares e SFCs, tais como as superfícies interna e externa da carcaça, estator, bloco, cabeçote, *muffler* de sucção, e nas superfícies internas de câmaras com escoamento do gás (Figura 2.16). Adicionalmente, coeficientes de transferência de calor locais foram calculados com base nas medições, com o objetivo de compreender os mecanismos de troca de calor em cada componente e também para uso em modelos de simulação, em diferentes condições de operação do compressor. Dutra (2008) também analisou a influência do escoamento de óleo sobre a transferência de calor, através do emprego de um anteparo (Figura 2.17) para impedir que o óleo escoasse sobre a superfície interna da carcaça. Os resultados mostraram que esta modificação produz uma redução de aproximadamente 10% no calor total rejeitado pelo compressor.

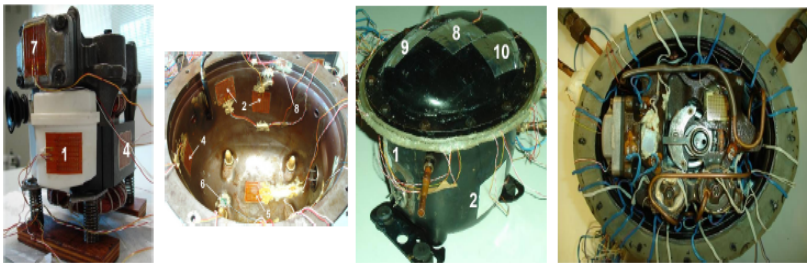


Figura 2.16 – Detalhamento de algumas regiões do compressor instrumentadas com SFC's no trabalho de Dutra (2008).

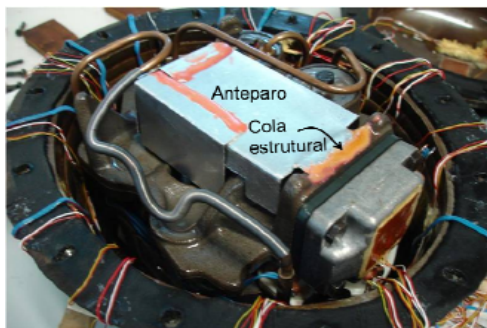
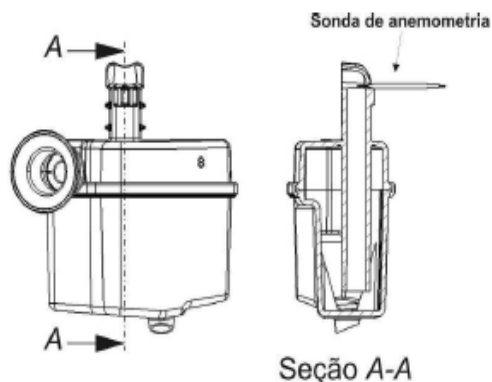


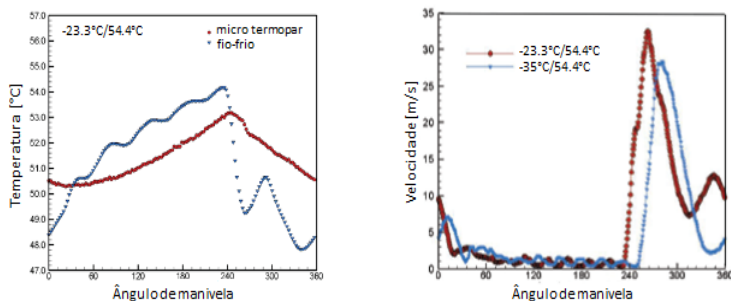
Figura 2.17 – Esquema do compressor instrumentado com a presença de um anteparo para o bloqueio do óleo (Dutra, 2008).

Outra técnica experimental útil em compressores é a medição de transientes de velocidade e temperatura com sensores de fio quente e

fio frio, respectivamente. Tais sensores possuem um tempo de resposta extremamente curto e são tradicionalmente aplicados para medições em motores de combustão interna, em regiões tais como cilindro e coletores de admissão e de descarga. Na área de compressores, Morriensen (2009) realizou um estudo experimental do escoamento e transferência de calor no sistema de sucção, através de medições instantâneas de pressão, velocidade e temperatura na câmara de sucção. A localização do sensor de temperatura é mostrado na Figura 2.18(a). Morriensen (2009) mostrou que sensores de fio frio são muito mais adequados para este tipo de medição do que microtermopares, permitindo registrar transientes elevados de temperatura (Figura 2.18(b)).



(a) Vista lateral em corte do filtro, indicando a posição da sonda.



(b) Gráficos de temperatura e velocidade.

Figura 2.18 – Esquema de aplicação da sonda e resultados de medições instantâneas para a câmara de sucção (Morriensen, 2009).

2.3 Síntese e Contribuições do trabalho.

Da revisão da literatura, percebe-se que os modelos integrais oferecem a vantagem de um custo computacional baixo, mas necessitam de calibrações a partir de medições no compressor sob análise. Desta forma, embora esses modelos permitam análises da modificação de materiais dos componentes do compressor, os mesmos são de pouco uso quando uma mudança drástica de *layout* do compressor necessita ser analisada. A fim de contornar esta deficiência, Padhy (1992) e Ooi (2003) propuseram o uso de correlações de transferência de calor da literatura para caracterizar a troca de calor nas diversas geometrias dos componentes que formam o compressor. Mesmo assim, permanece a limitação de não ser possível prever adequadamente a condução de calor entre os componentes sólidos. Por outro lado, modelos diferenciais possuem um custo computacional extremamente elevado e, mesmo assim, não conseguem resolver fenômenos importantes, tais como o escoamento simultâneo de fluido refrigerante e óleo lubrificante no interior do compressor.

Considerando os aspectos supracitados, conclui-se que a metodologia mais adequada para a análise térmica de compressores deve ser uma combinação de modelos integrais e diferenciais, conforme estabelecido no modelo híbrido de Ribas (2007), sendo um compromisso entre acurácia e baixo custo computacional. No entanto, os modelos híbridos existentes na literatura necessitam ser calibrados a partir de dados experimentais, tornando assim indispensável testes em protótipos. Conforme já mencionado, isto impede a aplicação do modelo na análise de modificações de *layouts* e também em condições de operação do compressor afastadas da condição de calibração.

Em função do exposto, a presente dissertação visa os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolvimento de um modelo híbrido para análise térmica de compressores alternativos baseado em correlações de troca de calor disponíveis na literatura, sem a necessidade de calibração a partir de dados experimentais;
- Inclusão de um modelo específico para quantificar a influência de óleo lubrificante sobre a transferência de calor no compressor;
- Avaliação das influências dos principais coeficientes de transferência de calor, identificando os mais relevantes através da aplicação da técnica estatística de DoE;
- Desenvolvimento de um procedimento de solução numérica robusto,

objetivando o mapeamento térmico do compressor em diferentes condições de operação;

- Análises do superaquecimento do fluido refrigerante, identificando os aspectos mais influentes do fenômeno.

3 *Modelo Híbrido de Simulação Térmica*

Como visto na revisão bibliográfica, existe um número significativo de trabalhos relacionados à simulação térmica de compressores para fins de gerenciamento térmico. Ao longo do tempo, os modelos de simulação foram aprimorados com o objetivo de aumentar a acurácia dos resultados, mas sem implicar em custo de processamento computacional proibitivo.

Ribas (2008) propôs um modelo híbrido que consiste na combinação de um modelo de formulação diferencial para caracterizar a condução de calor em domínios sólidos e um modelo de formulação integral para o domínio do escoamento de gás. O acoplamento entre os modelos é realizado através de coeficientes globais de troca térmica, calibrados a partir de medições de temperatura em diferentes regiões do compressor. Maiores detalhes desse modelo podem ser vistos no capítulo 2.

A formulação diferencial para descrever a condução de calor em regiões sólidas é vantajosa pois fornece o campo de temperatura, possibilitando quantificar fluxos de calor em toda as superfícies e identificar regiões de temperatura excessivamente elevadas. No caso da formulação integral para volumes de controle do escoamento de fluido no compressor, avaliam-se contribuições por convecção junto a paredes sólidas e advecção nas seções de entrada e saída do escoamento.

O presente trabalho adota um procedimento diferente daquele originalmente proposto por Ribas (2008), uma vez que emprega correlações de transferência de calor da literatura para avaliar a troca térmica por convecção entre elementos fluidos e sólidos, ao invés de calibrá-los via dados experimentais. Isto confere uma maior flexibilidade ao modelo, permitindo a análise térmica de diferentes *layouts* de compressor sem a necessidade de se ter o respectivo protótipo. Além disto, o modelo aqui desenvolvido incorpora uma descrição matemática do efeito do óleo lubrificante sobre a transferência de calor.

O modelo híbrido é acoplado ao modelo do ciclo de compressão, descrito no Apêndice A, uma vez que o fluxo de calor trocado com a parede do cilindro afeta o campo de temperatura em regiões sólidas e fluidas do compressor, o qual por sua vez interfere no desempenho do compressor.

Os objetivos deste capítulo são o de apresentar detalhes sobre os

seguintes aspectos do modelo híbrido: (i) modelos matemáticos integral e diferencial adotados para as regiões de fluido e de sólido; (ii) condições de contorno, com ênfase especial para a troca convectiva de calor a partir de correlações da literatura e (iii) modelo matemático para descrever o escoamento de óleo lubrificante e sua influência na transferência de calor. O procedimento de solução do modelo híbrido é apresentado na seção 3.6.

3.1 Descrição Geral dos Componentes do compressor

O modelo híbrido considera a geometria real do compressor, incluindo componentes mecânicos, motor elétrico, sistemas de sucção e descarga, carcaça, entre outros. Os principais mecanismos de troca de calor entre os componentes ocorrem por convecção e difusão, embora a radiação térmica na superfície externa da carcaça seja significativa e não possa ser desprezada.

A condução de calor nas regiões sólidas é resolvida com o emprego do código de simulação Fluent (ANSYS, 2010), através de uma formulação diferencial. Esse código resolve as equações governantes através do método de volumes finitos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995) determinando as temperaturas em pontos discretos dos componentes sólidos. Condições de contorno devem ser prescritas de acordo com as condições de operação do compressor. A troca térmica nas interfaces entre fluido, óleo ou refrigerante, é caracterizada através de coeficientes de transferência de calor, H_i , avaliados de correlações da literatura. Naturalmente, tais correlações devem ser escolhidas criteriosamente de acordo com o regime de escoamento, propriedades físicas do fluido e configuração geométrica.

Um esquema do compressor utilizado no desenvolvimento do modelo híbrido é mostrado na Figura 3.1, onde se observa a disposição geral dos componentes do compressor no interior da carcaça. Pela Figura 3.2, são destacadas as regiões nas quais há a troca de calor por convecção, identificadas na Tabela 3.1. Em um primeiro momento, não será feita referência à presença do óleo lubrificante, a fim de facilitar o entendimento geral do modelo. No entanto, os aspectos do modelo referentes à iteração sólido/óleo/gás no ambiente interno do compressor serão detalhados na seção 3.5.

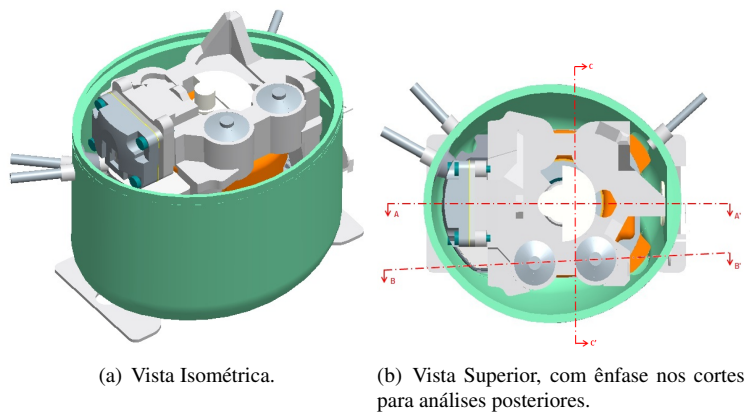


Figura 3.1 – Esquema do compressor destacando os componentes e respectivos cortes para análises.

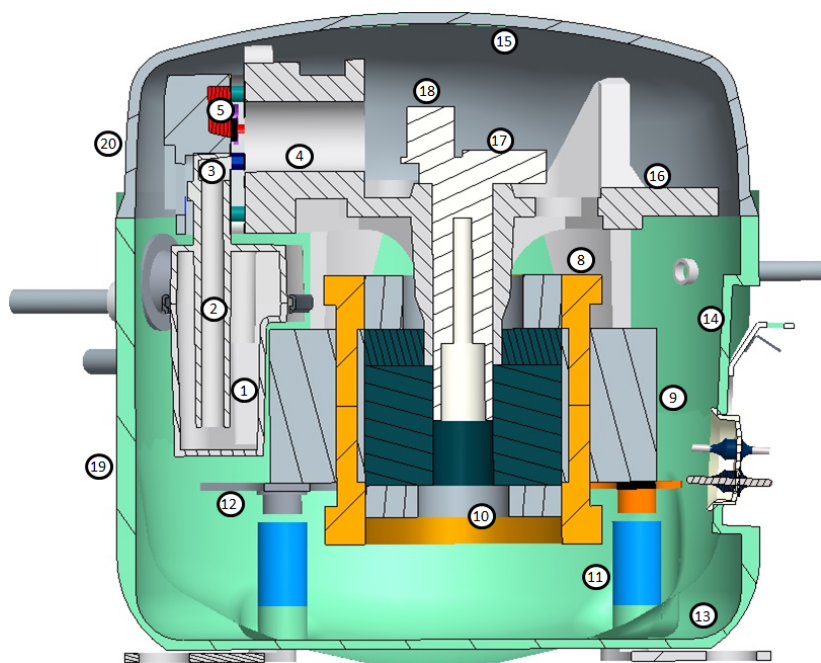


Figura 3.2 – Divisão do compressor para análises de transferência de calor.

Tabela 3.1 – Descrição dos elementos com as quais há troca de calor convectiva.

No. do elemento	Descrição dos elementos
1	Gás no <i>muffler</i> de Sucção
2	Gás no Tubo de Sucção
3	Gás na Câmara de Sucção
4	Gás no Interior do Cilindro
5	Gás na Câmara de Descarga
6	Gás no Volume de Helmholtz 1
7	Gás no Volume de Helmholtz 2
8	Gás sob as Bobinas
9	Gás sob o Estator
10	Gás na porção inferior do Rotor
11	Gás sob as Molas de Sustentação
12	Gás sob as Placas de Sustentação
13	Óleo na Porção Inferior da Carcaça (Cárter)
14	Gás/Óleo na Lateral Interna da Carcaça
15	Gás/Óleo na Tampa Interna da Carcaça
16	Gás sob o Bloco
17	Gás sob a Manivela
18	Gás sob a Biela
19	Porção Inferior da Carcaça Externa
20	Porção Lateral da Carcaça Externa
21	Porção Superior da Carcaça Externa
22	Tubos (Processo, Sucção e Descarga) da Parte Externa

3.2 Formulação Diferencial para os Componentes Sólidos

A equação da condução de calor nos componentes sólidos, em regime permanente, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + q''' = 0 \quad (3.1)$$

onde ∇ é o operador divergente, T é o campo de temperatura escalar, k é a condutividade térmica do material e q''' é a parcela de geração de energia. Da equação anterior obtém-se o campo de temperatura dos domínios em análise.

A partir da solução do campo de temperatura no sólido, o vetor fluxo de calor em qualquer ponto pode ser avaliado a partir da Lei de Fourier:

$$\vec{q} = -k \nabla T = -k \frac{\partial T}{\partial \hat{n}} \quad (3.2)$$

Da equação 3.2 está implícito que \vec{q} possui uma direção perpendicular, \hat{n} , à superfície isotérmica e é sustentado por um gradiente de temperatura.

Para resolver a equação 3.1, condições de contorno devem ser especificadas, como indicado a seguir.

3.2.1 Condições de Contorno

Além dos coeficientes de transferência de calor para caracterizar condições de contorno de troca de calor por convecção, H_i , fluxos de calor nos contornos ou geração de calor por unidade de volume podem também estar presentes na aplicação da equação 3.1 em alguns componentes. Por exemplo, o motor gera calor, q'''_{MOT} , por ineficiências em converter energia elétrica em energia mecânica. Esta quantidade de calor rejeitada pode ser estimada a partir de curvas de eficiência em função do torque do eixo, obtidas de medições experimentais ou de simulações. No entanto, por simplicidade, adotam-se valores constantes de eficiência elétrica conhecidos para as condições de operação a serem analisadas. Esta quantidade de calor é prescrita na forma de uma geração volumétrica uniforme na bobina.

Para o caso da câmara de compressão, a taxa de transferência de calor que atravessa a parede do cilindro, \dot{Q}_{CY} , devido à convecção durante o ciclo de compressão é introduzido na forma de uma condição de contorno de fluxo de calor prescrito na fronteira.

A parcela de calor gerada nos mancais (Figura 3.3) pelo atrito viscoso no filme de óleo lubrificante, \dot{Q}_{MAN} , é inserido no modelo como uma taxa de calor gerada na interface entre o mancal e o eixo. Um detalhamento dos cálculos das perdas mecânicas em mancais é apresentado em Link (2006).

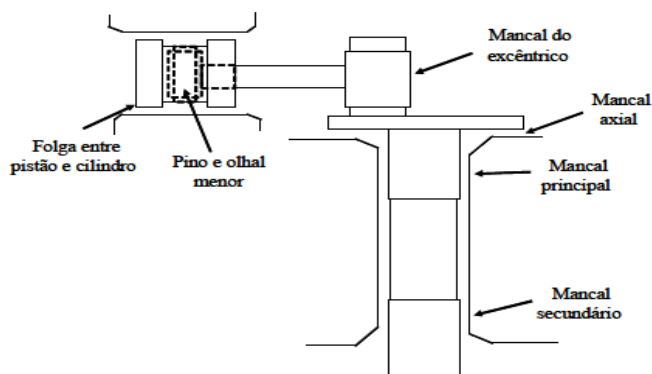


Figura 3.3 – Esquema dos mancais presentes no compressor (Link, 2006).

Outro tratamento com referência a fontes de calor é requerido para

incluir a influência do óleo lubrificante na transferência de calor no compressor. Tal fenômeno está relacionado com a absorção e liberação de calor pelo escoamento de óleo sobre os diversos componentes do compressor. A implementação desses processos é realizado na forma de termos fontes, conforme será descrito na seção 3.5.

3.3 Formulação Integral para o Escoamento de Fluido

Ao longo de caminho desde a entrada até a saída do compressor, o fluido refrigerante passa através dos seguintes componentes: (1) passador de sucção, (2) *muffler* de sucção, (3) tubo do *muffler* de sucção, (4) câmara de sucção, (5) cilindro/câmara de compressão, (6) câmara de descarga, (7) tubo de comunicação, (8) *muffler* de descarga, (9) tubo *bundy*, (10) passador de descarga e (11) ambiente interno, conforme ilustrado na Figura 3.4. Os volumes de controle formado nesses componentes adotam formulações integrais, fornecendo valores de temperaturas em cada volume de controle (VC).

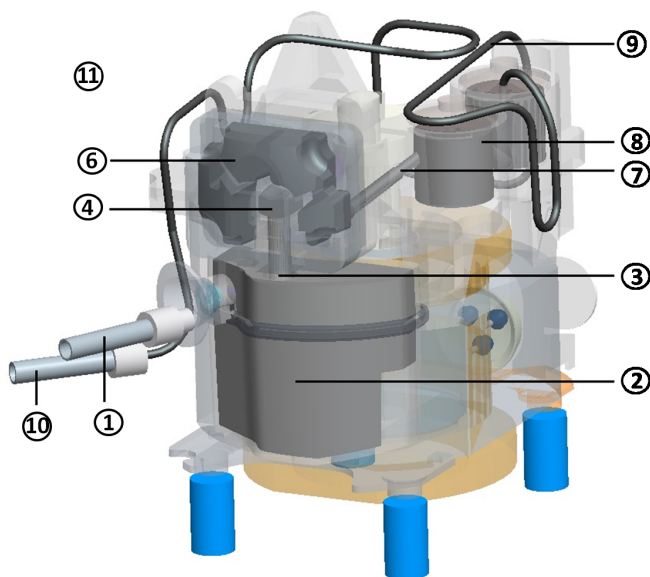


Figura 3.4 – Esquema envolvendo os caminhos de escoamento do gás desde a entrada até a saída do compressor.

Ao passar por cada um desses volumes de controle, o gás pode receber ou liberar energia de acordo com a região em questão. Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle genérico, obtém-se a seguinte expressão para a variação da energia, dE_{vc}/dt , no VC:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (3.3)$$

onde \dot{Q}_{vc} é a taxa de transferência de calor na superfície do volume de controle, \dot{W}_{vc} é a potência mecânica transferida ao volume de controle e $\dot{m}_e h_e$ e $\dot{m}_s h_s$ são os fluxos de energia associados ao escoamento do gás na entrada e na saída do VC, respectivamente. No presente trabalho, adota-se a hipótese de regime permanente e, assim, $dE_{vc}/dt=0$. Logo,

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s \quad (3.4)$$

A condição de regime permanente é conveniente para a redução do custo de processamento computacional e é adequada na situação em que o compressor atinge a condição de equilíbrio térmico. Deve ser destacado que a escala de tempo do regime transiente do ciclo de compressão é muito pequena quando comparadas à da transferência de calor nos diversos componentes sólidos, a qual é da ordem de horas.

Em cada volume de controle analisado, as vazões mássicas de fluido podem ser obtidas da condição de operação do compressor. Assim, as contribuições por advecção, $\dot{m}_e h_e$ e $\dot{m}_s h_s$, no balanço de energia podem ser avaliadas a partir dos valores de vazão e temperatura nas faces da cada um dos volumes de controle.

A transferência convectiva de calor, \dot{Q}_i , na superfície do volume de controle expressa por:

$$\dot{Q}_i = H_j A_j (T_i - T_j) \quad (3.5)$$

onde os subíndices “i” e “j” denotam quantidades no interior e na fronteira do volume de controle, respectivamente. Assim, H_j é o coeficiente de transferência de calor entre o gás e a fronteira sólida, A_j é a área de troca de calor na superfície, enquanto que T_i e T_j são as temperaturas no volume de fluido e na superfície, respectivamente. A equação 3.5 é a expressão geral para a taxa de troca calor, sendo que o lado direito pode conter o somatório de várias parcelas, de acordo com a região de análise.

No presente trabalho, os coeficientes de troca térmica são estimados de correlações da literatura, como funções dos números de Reynolds, Re , e de Prandtl, Pr . Estes números adimensionais são relacionados a propriedades do escoamento, tais como fluxo de massa e temperatura, as quais variam de

acordo com a condição de operação do compressor.

Os diversos componentes do compressor interagem termicamente, em resposta a gradientes de temperatura no domínio de interesse. Um esquema simplificado das principais trocas térmicas é exposto na Figura 3.5. Observa-se que o domínio é subdividido em volumes de controle e em cada um deles devem ser avaliadas as taxas de troca de calor (equação 3.5), requeridas nos balanços de energia (equação 3.4). A seguir, detalham-se os balanços de energia para os diversos volumes de controle do compressor com passagem de gás e, na sequência, as correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor são fornecidas.

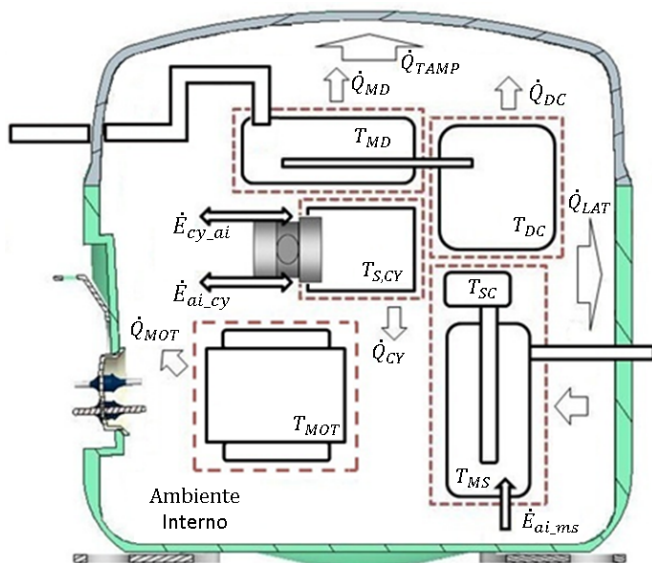


Figura 3.5 – Esquema simplificado dos componentes do compressor e suas principais interações térmicas.

3.3.1 Muffler de Sucção

No compressor selecionado para a análise, o gás oriundo do passador de sucção entra no *muffler* de sucção de forma direta, se dirigindo até a câmara de sucção. A configuração geométrica *muffler* de sucção é projetada de tal forma a reduzir o ruído acústico através do amortecimento de pulsações de pressão decorrente da operação intermitente da válvula de sucção. A Figura 3.6 apresenta uma representação da geometria real do compressor e uma vista

em corte da geometria simplificada adotada.

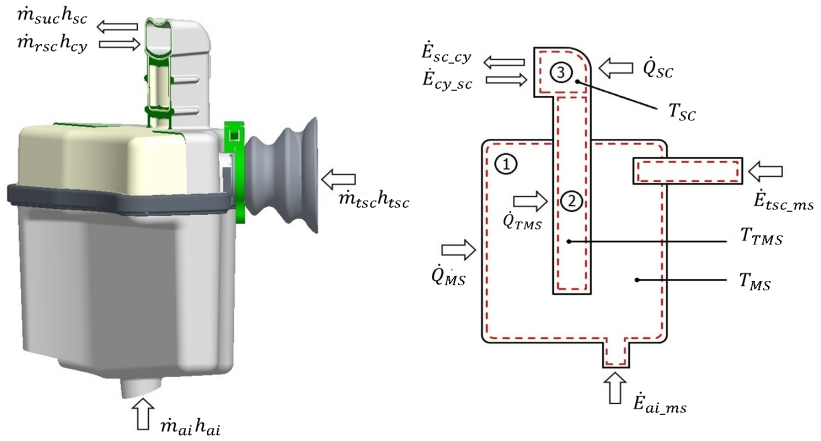


Figura 3.6 – Balanço de Energia para o mufler de Sucção.

Conforme pode ser percebido, três volumes de controle foram adotados no modelo do mufler: (1) volume interno, (2) tubo interno e (3) câmara de sucção. O volume de controle adotado para o tubo de entrada será considerado em uma seção dedicada a tubos comunicantes. Com referência à Figura 3.6, o balanço de energia devido a trocas de energia por advecção na entrada e saída do escoamento, \dot{E} , e de calor por convecção nas fronteiras, \dot{Q} , fornece:

$$\dot{E}_{TSC_MS} + \dot{E}_{AI_MS} + \dot{E}_{CY_SC} - \dot{E}_{SC_CY} = \dot{Q}_{MS} + \dot{Q}_{TMS} + \dot{Q}_{SC} \quad (3.6)$$

ou, em outra representação,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{isc} h_{TSC} + \dot{m}_{vaz} h_{AI} + \dot{m}_{rsc} h_{CY} - \dot{m}_{suc} h_{SC} = \\ H_{MS} A_{MS} (T_{S,MS} - T_{MS}) - H_{TMS} A_{TMS} (T_{S,TMS} - T_{TMS}) \\ - H_{SC} A_{SC} (T_{S,SC} - T_{SC}) \end{aligned} \quad (3.7)$$

onde:

\dot{Q}_{MS} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede interna do volume do mufler de sucção e o gás presente em seu interior;

\dot{Q}_{TMS} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede interna do tubo do

muffler de sucção e o gás presente em seu interior;

\dot{Q}_{SC} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede interna da câmara de sucção e o gás presente em seu interior;

\dot{E}_{TSC_MS} : parcela de energia que entra no *muffler* de sucção devido ao fluxo de massa proveniente do tubo de sucção;

\dot{E}_{AI_MS} : parcela de energia que entra no *muffler* de sucção devido ao fluxo de massa proveniente do ambiente interno;

\dot{E}_{CY_SC} : parcela de energia que retorna ao *muffler* de sucção devido ao refluxo de massa entre esta e a câmara de compressão;

\dot{E}_{SC_CY} : parcela de energia que sai do *muffler* de sucção devido ao fluxo de massa que sai desta e chega à câmara de compressão.

As entalpias específicas de cada câmara são funções da temperatura e pressão, o que torna a equação não linear.

3.3.2 Câmara de Descarga

Após a passagem pelo *muffler* de sucção, o gás é comprimido no interior do cilindro e descarregado com pressão e temperatura elevadas na câmara de descarga. Devido à temperatura elevada do gás, taxas altas de fluxo de calor ocorrem para superfície do cabeçote do compressor, sendo efetivamente uma das principais fontes de calor no interior do compressor. A equação de balanço de energia para o volume de controle da câmara de descarga, mostrado na Figura 3.7, é:

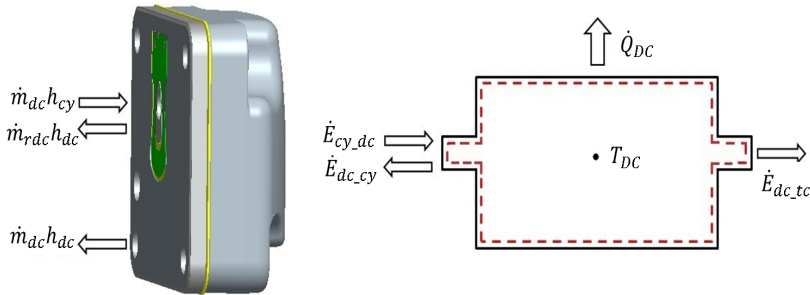


Figura 3.7 – Balanço de Energia para a Câmara de Descarga.

$$\dot{E}_{CY_DC} - \dot{E}_{DC_TC} - \dot{E}_{DC_CY} = \dot{Q}_{DC} \quad (3.8)$$

onde se observa os subíndices representando a passagem do escoamento, desde o cilindro, *CY*, até o tubo de comunicação com o *muffler* de descarga,

TC. Substituindo os termos associados ao transporte por advecção e à transferência de calor por convecção nas paredes sólidas, tem-se:

$$\dot{m}_{dc}h_{CY} - \dot{m}_{dc}h_{DC} - \dot{m}_{rdc}h_{DC} = H_{DC}A_{DC}(T_{S,DC} - T_{DC}) \quad (3.9)$$

onde:

\dot{Q}_{DC} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede interna da câmara de descarga e o gás contido em seu interior;

\dot{E}_{CY_DC} : parcela de energia que entra na câmara de descarga devido ao fluxo de massa proveniente da câmara de compressão;

\dot{E}_{DC_TC} : parcela de energia que sai da câmara de descarga devido ao fluxo de massa que sai desta e chega ao tubo de comunicação;

\dot{E}_{DC_CY} : parcela de energia que retorna à câmara de compressão devido ao refluxo de massa entre esta e a câmara de descarga.

3.3.3 Muffler de Descarga

Ao sair da câmara de descarga, o gás é conduzido à outra câmara, denominado volume de Helmholtz, que se destina a amortecer pulsações de pressão do escoamento de gás e, como no caso do *muffler* de sucção, reduzir a geração de ruído acústico. Um esquema dos volumes de controle do *muffler* de descarga é mostrado na Figura 3.8. O fluido refrigerante chega ao *muffler* de descarga através um tubo, referenciado como tubo de comunicação, com origem na saída da câmara de descarga e se estendendo até uma das duas subcâmaras que formam o *muffler*. Ao deixar o tubo de comunicação, uma região de recirculação surge no escoamento no interior do *muffler*. A geometria do *muffler* de descarga é de difícil modelagem, principalmente no que se refere ao transporte por advecção entre as duas subcâmaras.

Por este motivo, os balanços de energia nos volumes TD1 e TD2 foram realizados de forma simplificada. O balanço no volume TD1 considerou a energia que entra por advecção pelo tubo de comunicação, \dot{E}_{TC_D1} , que deixa o *muffler* de descarga, \dot{E}_{D1_BUN} , e o calor trocado com a parede do volume, Q_{D1} . Por outro lado, assume-se que o calor liberado por convecção pelo tubo comunicante, Q_{COMT} , e pela parede do voume TD2, Q_{D2} , é transferido totalmente para o volume TD1.

Logo, o balanço de energia para o Volume 1 pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{E}_{TC_D1} - \dot{E}_{D1_BUN} = \dot{Q}_{D1} \quad (3.10)$$

ou, com a substituição dos termos de convecção e de transporte por advecção:

$$\dot{m}_{dc}h_{TC} - \dot{m}_{dc}h_{D1} = H_{D1}A_{D1}(T_{D1} - T_{S,D1}) \quad (3.11)$$

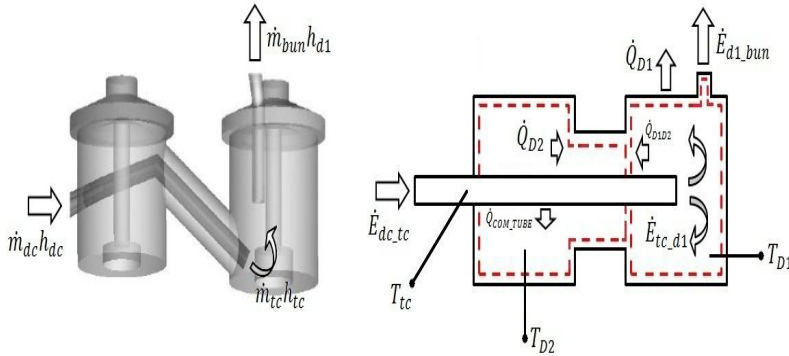


Figura 3.8 – Balanço de Energia no muffler de Descarga.

onde:

\dot{Q}_{D1} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede interna da câmara do volume de Helmholtz 1 e o gás contido em seu interior;

\dot{E}_{TC_D1} : parcela de energia que entra na câmara do volume 1 devido ao fluxo de massa proveniente do tubo de comunicação;

\dot{E}_{D1_BUN} : parcela de energia que sai da câmara do volume 1 devido ao fluxo de massa que sai desta e chega ao tubo *bundy*.

Para o caso do volume TD2, a equação de balanço tem a seguinte forma:

$$\dot{Q}_{D2} + \dot{Q}_{COMT} = H_{D2} A_{D2} (T_{D1} - T_{D2}) \quad (3.12)$$

Isolando T_{D2} da expressão 3.12, tem-se:

$$T_{D2} = T_{D1} - \frac{\dot{Q}_{D2} + \dot{Q}_{COMT}}{H_{D2} A_{D2}} \quad (3.13)$$

3.3.4 Ambiente Interno do Compressor

O esquema da Figura 3.9 mostra as principais fontes e sumidouros de calor no ambiente interno da carcaça do compressor, bem como as parcelas referentes à energia transportada por advecção e os calores trocados por convecção. Componentes de temperatura elevada, tais como o motor, o bloco do compressor e o cabeçote, são bastante influentes no balanço de energia deste volume de controle. A superfície interna da carcaça rejeita o calor proveniente de componentes quentes, em grande parte através do escoamento de óleo lubrificante.

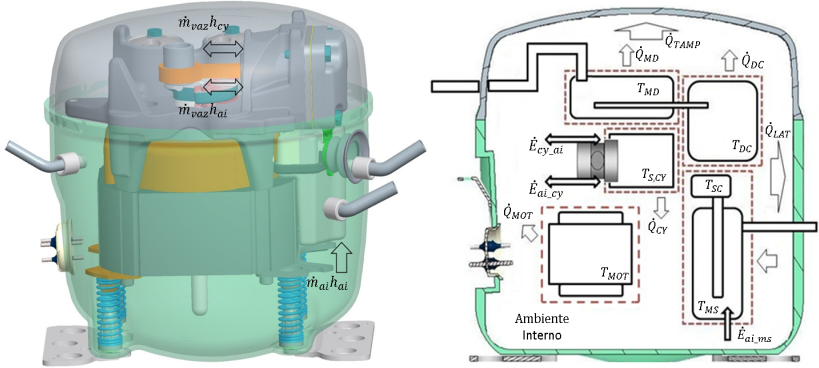


Figura 3.9 – Balanço de Energia no Ambiente Interno do compressor.

Embora sejam parcelas pequenas do balanço de energia, as contribuições por advecção devido aos fluxos de massa na folga entre o cilindro e o pistão, bem como através de orifícios na região inferior do *muffler* de sucção, foram consideradas no modelo. Dessa forma, a equação que caracteriza o balanço integral de energia para o ambiente interno é assim escrito:

$$\dot{E}_{CY_AI} - \dot{E}_{AI_MS} - \dot{E}_{AI_CY} = \dot{Q}_{AI} \quad (3.14)$$

onde:

\dot{Q}_{AI} : taxa de calor convectiva trocada entre o fluido contido no ambiente interno e todas as superfícies em contato com o mesmo;

\dot{E}_{CY_AI} : parcela de energia devido ao fluxo de massa que sai da câmara de compressão e, através da folga entre pistão e cilindro, chega ao ambiente interno;

\dot{E}_{AI_MS} : parcela de energia que entra no *muffler* de sucção proveniente do ambiente interno;

\dot{E}_{AI_CY} : parcela de energia que é referente ao refluxo de massa que se dá na folga entre o pistão e cilindro.

No lado esquerdo da equação 3.14 são indicadas as parcelas de energia por advecção e no lado direito é evidenciado o balanço líquido de calor por convecção, \dot{Q}_{AI} , que atravessa as superfícies do volume de controle:

$$\dot{Q}_{AI} = \sum_i^n H_i A_i (T_i - T_{AI}) \quad (3.15)$$

onde n é o número total de componentes nas quais há a troca de calor com o ambiente interno, o subíndice i se refere à superfície avaliada, H_i é o

coeficiente de transferência de calor e A_i é a área de troca térmica. Na equação anterior fica evidente que a entrega ou retirada de calor do ambiente interno no compressor é um resultado do sinal da diferença de temperatura entre os componentes. Por exemplo, no caso do motor e do cabeçote, $T_i > T_{AI}$ e, assim, calor é entregue ao VC do ambiente interno da carcaça. O oposto ocorre para as superfícies da carcaça e do *muffler* de sucção, $T_i < T_{AI}$, com calor sendo retirado do VC.

Visando uma melhor caracterização térmica do ambiente interno da carcaça, o modelo adota duas temperaturas características com a divisão do volume de controle em duas regiões, uma superior e outra inferior. Para a região superior, a temperatura é maior devido a influência de componentes mais quentes como o cabeçote e bloco do compressor confinados em uma região relativamente menor. Além disto, o óleo lubrificante é aquecido ao longo do seu bombeamento e rejeita a maior parcela de calor na região superior da carcaça. Por outro lado, a região inferior possui menor temperatura devido à presença de componentes de temperaturas menores e também pela maior transferência de calor na região do cárter. Um esquema exemplificando a divisão do ambiente interno é apresentado na Figura 3.10.

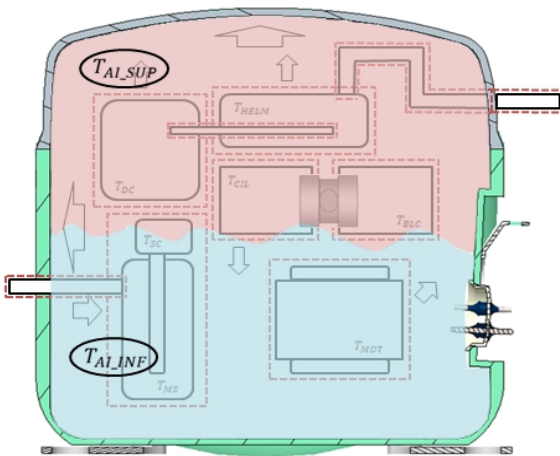


Figura 3.10 – Esquema da divisão do ambiente interno do compressor no modelo híbrido.

Assim, considerando o que foi exposto acima, a equação 3.14 pode ser assim escrita:

$$\dot{m}_{vaz} h_{CY} - \dot{m}_{vaz} h_{AI} - \dot{m}_{ai,ms} h_{AI} = \sum_i^{N_1} H_{AI,i} A_{AI,i} (T_{S,i} - T_{AISUP}) + \sum_j^{N_2} H_{AI,j} A_{AI,j} (T_{S,j} - T_{AINF}) \quad (3.16)$$

onde os somatórios do lado direito da equação se referem a taxas de troca de calor em ambas regiões. Por uma questão de simplificação do modelo, desconsideraram-se interações térmicas entre os dois subdomínios do ambiente interno.

3.3.5 Modelo de Tubos Comunicantes

No interior do compressor, tubos são empregados para direcionar o gás a determinadas câmaras. Esses tubos são modelados separadamente e então acoplados ao procedimento de solução com a formulação integral. Conforme indica a Figura 3.11, um total de quatro tubos estão presentes: (1) tubo de sucção, (2) tubo de comunicação, (3) tubo *bundy* e (4) tubo de descarga.

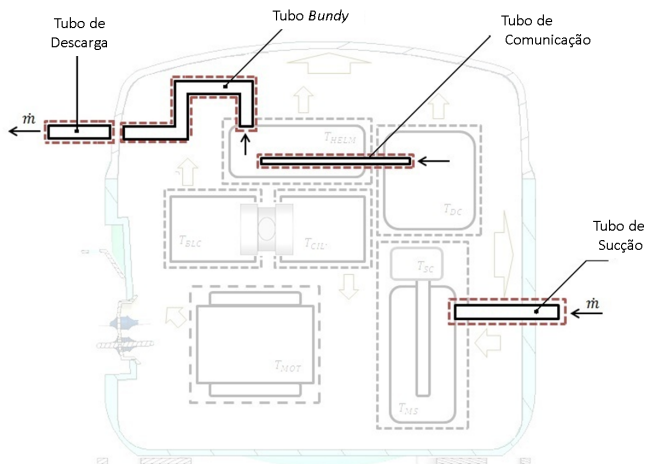


Figura 3.11 – Esquemas dos tubos comunicantes presentes no compressor.

De forma geral, a formulação integral para o balanço de energia do escoamento no interior dos tubos fornece:

$$\dot{Q}_{TB} = H_i A_i (T_{m,i} - T_S) = \dot{m} (h_s - h_e) \quad (3.17)$$

onde:

\dot{Q}_{TB} : taxa de calor convectiva trocada entre a parede do tubo e o fluido contido no seu interior;

$\dot{m}(h_s - h_e)$: parcela líquida de energia devido ao fluxo de massa de entrada e saída no interior dos tubos;

Os cálculos das temperaturas médias no interior dos volumes são efetuados mediante um procedimento iterativo de solução, em que uma das temperaturas é calculada em função da outra. Isto se justifica pelo conhecimento da condição de contorno prescrita *a priori*, na entrada do tubo. Os procedimentos para cada um dos tubos envolvidos são explicados a seguir.

a) Tubo de Sucção: a temperatura de entrada é conhecida a partir das prescrições da temperatura de evaporação do sistema de refrigeração e de um valor de superaquecimento. A função do tubo de sucção é direcionar o escoamento de gás para o interior do *muffler* de sucção. Na configuração de projeto do compressor sob análise, a sucção é do tipo direta, isto é, o gás do tubo de sucção passa em sua totalidade para o *muffler* de sucção, sem que uma parcela seja direcionada para o interior da carcaça. Ao longo do tubo, o gás recebe uma quantidade de calor por convecção através de sua parede, a qual se encontra com temperatura mais elevada devido ao contato com a parede sólida da carcaça. Logo, através da equação 3.17, a temperatura na saída do tubo de sucção pode ser assim avaliada:

$$T_s = 2 \left[\frac{\dot{m}(h_e - h_s)}{H_i A_i} + T_w \right] - T_e \quad (3.18)$$

onde a temperatura média do tubo, $T_m = (T_s + T_e)/2$, foi introduzida para a obtenção da equação anterior.

b) Tubo de Comunicação: volume onde também se conhece a temperatura de entrada, determinada mediante simulação dos volumes de controle das câmaras. Como se pode observar na Figura 3.11 o tubo de comunicação é delimitado pela câmara de descarga na entrada e pelos volumes de Helmholtz na saída. Logo, o procedimento de solução é similar ao realizado no tubo de sucção, resultando também na equação 3.18, diferenciando-se apenas quanto aos valores da temperatura de entrada no tubo, coeficientes de convecção e à configuração geométrica.

c) Tubo *Bundy*: o tubo *bundy* é parte do sistema de descarga e é projetado para reduzir ruído acústico e vibração induzidos pelo escoamento pulsante do gás de alta pressão. A geometria do tubo *bundy* é caracterizada por espessura de parede fina e várias curvas ao longo do escoamento. A aplicação de um método de solução diferencial teria custo computacional elevado, visto que requereria uma malha bastante refinada. Assim, optou-se por uma formulação integral de solução através de um modelo de capacitância

global para o VC, sendo avaliadas resistências térmicas de condução na parede do tubo e de convecção nas superfícies interior e exterior do tubo. Um esquema do volume de controle do modelo é apresentado na Figura 3.12, e a equação resultante do balanço de energia toma a seguinte forma:

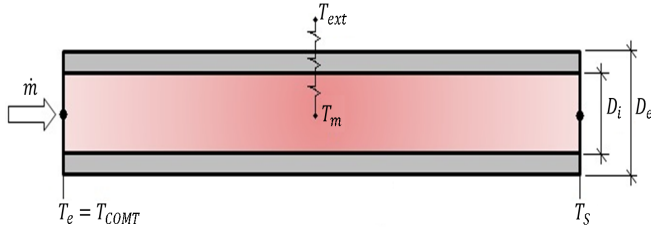


Figura 3.12 – Esquemas do volume de controle para o tubo *bundy*.

$$UA_{BUN}(T_m - T_{ext}) = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (3.19)$$

onde

$$UA_{BUN} = \left[\frac{1}{H_{int}A_{int}} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k_{BUN}L} + \frac{1}{H_{ext}A_{ext}} \right]^{-1} \quad (3.20)$$

Assim, através de um processo iterativo, pode-se obter a temperatura de saída do tubo *bundy* da seguinte expressão:

$$T_s = 2 \left[\frac{\dot{m}(h_e - h_s)}{UA_{BUN}} + T_{ext} \right] - T_e \quad (3.21)$$

d) Tubo de Descarga: a obtenção da temperatura na saída do tubo de descarga é realizado através de procedimento análogo aos adotados para os tubos de sucção e de comunicação. A temperatura na entrada do tubo é dada pela temperatura na saída do tubo *bundy*, considerado no item anterior. Separadamente, avalia-se o coeficiente de troca de calor por convecção que é aplicado na equação de balanço de energia correspondente.

As equações de balanço derivadas para os volumes de controle mostrados nesta seção permitem a obtenção das temperaturas em diversos pontos do escoamento de gás de duas maneiras: (1) através da solução de um sistema de equações não lineares no qual as variáveis são inter-relacionadas e (2) através de um processo iterativo onde se isola a variável de interesse, como ocorre para os casos dos tubos comunicantes. A Tabela 3.2 apresenta o conjunto de equações que o modelo integral de simulação térmica.

Coeficientes de transferência convectiva de calor são necessários para

Tabela 3.2 – Equações de conservação de energia para cada câmara.

Câmara	Balanco de energia
Muffler de Sucção	$\dot{E}_{TSC_MS} + \dot{E}_{AI_MS} + \dot{E}_{CY_SC} - \dot{E}_{SC_CY} = \dot{Q}_{MS} + \dot{Q}_{TMS} + \dot{Q}_{SC}$
Câmara de Descarga	$\dot{E}_{CY_DC} - \dot{E}_{DC_TC} - \dot{E}_{DC_CY} = \dot{Q}_{DC}$
Muffler de Descarga	$\dot{E}_{TC_D1} - \dot{E}_{D1_BUN} = \dot{Q}_{D1}$
Ambiente interno	$\dot{E}_{CY_AI} - \dot{E}_{AI_MS} - \dot{E}_{AI_CY} = \dot{Q}_{AI}$
Tubos	$\dot{E}_s - \dot{E}_e = \dot{Q}_{TB}$

efetuar o acoplamento entre o modelo integral no domínio do gás e o modelo diferencial nos componentes sólidos. Dessa forma, correlações para esses coeficientes devem ser selecionadas, levando em consideração regimes de escoamento, propriedades físicas do gás e condições geométricas em cada região. Este aspecto do modelo de simulação é exposto a seguir.

3.4 Coeficientes de Transferência Convectiva de Calor

O mecanismo de transporte de energia entre as fronteiras dos volumes de controle é dominado pelo fenômeno de convecção, podendo ser classificada em externa e interna. No caso de convecção externa, o escoamento envolve o corpo com que interage termicamente, enquanto na convecção interna a superfície sólida envolve o escoamento. No presente trabalho, correlações foram buscadas na literatura para caracterizar a transferência convectiva de calor nos diversos tipos de geometrias dos componentes do compressor.

Em estudos de transferência de calor, o número de Nusselt,

$$Nu = \frac{HL_c}{k_f} \quad (3.22)$$

é geralmente adotado. Na equação 3.22, k_f representa a condutividade térmica do fluido, L_c o comprimento característico e H o coeficiente de transferência convectiva de calor. De forma geral, o número de Nusselt representa uma relação entre a transferência de calor ocorrida por convecção e aquela por condução pura no mesmo fluido. Assim, quanto maior o número de Nusselt, maior a contribuição da troca convectiva de calor. Em grande parte das situações, o número de Nusselt é uma função do número de Reynolds, Re , e do número de Prandtl, Pr .

O número de Reynolds expressa um relação entre as forças de inércia e as forças viscosas do escoamento, da seguinte forma:

$$Re = \frac{V_c L_c}{\nu} \quad (3.23)$$

onde V_c é a velocidade característica do escoamento, L_c é o comprimento característico e ν a viscosidade cinemática. Para números de Reynolds elevados, têm-se que as forças de inércia são bem maiores que as forças viscosas, originando instabilidades no escoamento do fluido e eventualmente o regime de escoamento turbulento. No caso de números de Reynolds pequenos, as forças viscosas são suficientes para amortecer as perturbações e o escoamento assume a condição de regime laminar. A transição entre os regimes de escoamento laminar e turbulento ocorre em um número de Reynolds denominado crítico, cujo valor é afetado pela geometria do escoamento, gradientes de pressão, etc.

O número de Prandtl representa uma relação entre a difusividade de quantidade de movimento, $\nu (= \mu/\rho)$, e de energia térmica, $\alpha (= k/\rho c_p)$:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.24)$$

Nas seções seguintes, descrevem-se as correlações de coeficientes de transferência convectiva de calor adotadas para as diversas regiões do compressor (Figura 3.2), de acordo com a geometria e regime de escoamento. Atenção especial é dada a regiões do escoamento onde a determinação da velocidade e do comprimento característicos não é trivial. Inicialmente, apresentam-se as correlações para regiões de convecção externa e, na sequência, as regiões de convecção interna.

Deve ser mencionado que o escoamento do óleo lubrificante afeta consideravelmente a transferência de calor no compressor e, assim, o mesmo também é considerado no modelo. O escoamento de óleo está presente em diversas regiões do compressor e é originado pelo sistema de lubrificação. Este aspecto do modelo é discutido em detalhes na seção 3.5.1.

3.4.1 Escoamento Externo

Convecção externa de calor estão presentes nas seguintes regiões: i) bloco do compressor; ii) conjunto do motor (estator, rotor e bobina); iii) cabeçote; iv) *muffler* de sucção; v) molas de sustentação; vi) placas base e vii) superfície interna da carcaça.

• Bloco do compressor

O bloco do compressor compreende mancais do sistema de acionamento do pistão, a câmara de compressão e os volumes de Helmholtz. Da Figura

3.13(a), pode-se notar a complexidade geométrica deste componente, com curvas e seções não uniformes. Por este motivo, a geometria foi subdividida em seis partes menores, de forma a tornar a aplicação da correlação mais consistente do ponto de vista geométrico, visto que são definidas para geometrias regulares como, por exemplo, superfícies planas e circulares. A Figura 3.13(b) mostra o domínio do bloco dividido em seis partes e a malha adotada na discretização da superfície.

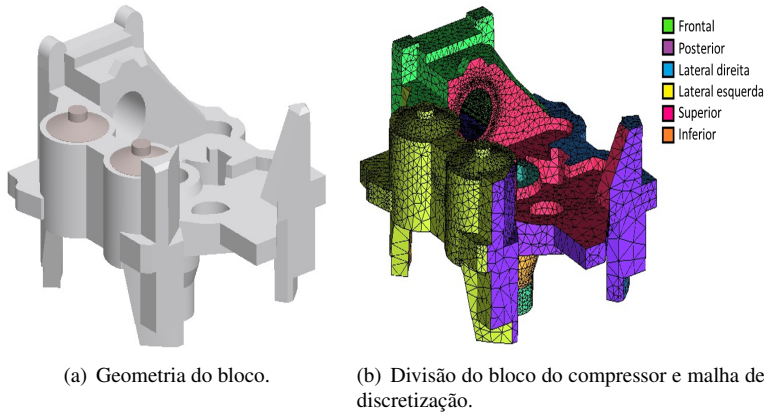


Figura 3.13 – Geometria do Bloco do compressor e suas divisões para aplicação das correlações.

A configuração adotada para esta região é de convecção forçada turbulenta, devido ao fato da mesma estar inserida em uma região de movimentação do gás em contato com superfícies irregulares, o que confere um regime turbulento ao escoamento, mesmo com velocidades relativamente baixas. Assim, adota-se uma correlação de convecção forçada sobre placa plana com regime turbulento (BEJAN, 1996):

$$\overline{Nu}_L = 0,037 Pr^{1/3} Re_L^{4/5} \quad (Pr \gtrsim 0,5) \quad (3.25)$$

O comprimento característico, L_c , usado no cálculo do número de Reynolds é o comprimento, no sentido do escoamento, sobre a qual a camada limite se desenvolve. Assim, de acordo com as divisões efetuadas, comprimentos característicos distintos foram especificados levando em consideração a direção do escoamento (vertical ou horizontal). Por outro lado, a velocidade característica, V_c , foi tomada como uma fração da velocidade tangencial, V_{tan} , do eixo mecânico de acionamento do pistão dada por:

$$V_{tan} = 2\pi fR \quad (3.26)$$

onde f é a frequência de operação do compressor e R é o raio do eixo da manivela.

O resultado obtido da expressão anterior para a condição de operação do compressor é em torno de 12m/s. Para o caso da velocidade característica em torno do bloco, atribuiu-se uma fração de 25% de V_{tan} , resultando em 3m/s. Para as demais regiões de convecção externa, a magnitude da velocidade do gás também é avaliada com base na velocidade tangencial do acionamento mecânico, como será visto nos tópicos a seguir.

• Conjunto do motor (estator/rotor/bobina)

Para o caso do estator e da bobina, assume-se convecção forçada turbulenta sobre superfície plana, com os comprimentos característicos baseados nas alturas dos componentes em questão (Figura 3.14(a)). Esta hipótese é justificada pela presença de obstruções no escoamento, causadas pelos fios de cobre no caso das bobinas, e também pela presença de superfícies com ranhuras no estator. Logo para estas regiões, utiliza-se a equação 3.25 para cálculo dos coeficientes de troca, com a velocidade característica estimada em 10% de V_{tan} , uma vez que se trata de uma região com movimentação de gás menos intensa do que a da região superior do compressor. A malha de discretização e subdivisão do conjunto do motor é mostrado na Figura 3.14(b).

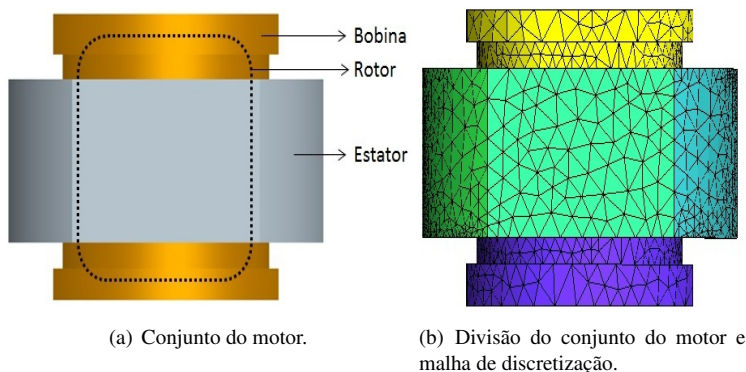


Figura 3.14 – Geometria do Conjunto do Motor e suas divisões para aplicação das correlações.

O rotor é modelado com a geometria de um disco rotativo para as superfícies superior e inferior, adotando-se uma correlação para o número de

Nusselt baseada no número de Reynold rotacional, Re_ω (WIESCHE, 2006):

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{HR}}{k} = 0,33 Re_\omega^{1/2} \quad (3.27)$$

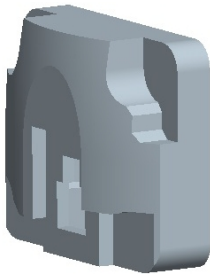
sendo

$$Re_\omega = \frac{\Omega R^2}{\nu} \quad (Pr \gtrsim 0,7, 10^3 < Re_\omega < 2 \times 10^5) \quad (3.28)$$

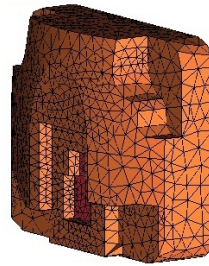
onde Ω é a velocidade angular, R é o raio do rotor e ν é a viscosidade cinemática do gás refrigerante.

• Cabeçote

Este componente (Figura 3.15(b)) tem a função de sustentar a alta pressão do gás na saída da câmara de compressão, sendo delimitado internamente pelo escoamento do gás na câmara de descarga e externamente pelo ambiente interno superior do compressor. A configuração estabelecida foi de convecção forçada turbulenta sobre superfície plana. O comprimento característico foi baseado na altura do componente e a velocidade característica foi tomada como 25% de V_{tan} . Para a malha de discretização deste componente (Figura 3.15(b)) não foi realizado nenhuma subdivisão.



(a) Cabeçote.



(b) Malha de discretização.

Figura 3.15 – Geometria do cabeçote para aplicação da correlação.

• Muffler de Sucção

A fronteira externa do *muffler* de sucção (Figura 3.16(a)) foi subdividida em duas regiões: frontal e posterior (Figura 3.16(b)). Para a região frontal, assumiu-se a condição de convecção forçada turbulenta sobre placa plana, com o comprimento característico baseado na altura da superfície da região e a velocidade característica igual a 10% de V_{tan} .

A superfície da região posterior do *muffler* de sucção se encontra bastante próxima ($\cong 2\text{mm}$) da superfície do estator. Desta forma, assume-se que a troca de calor ocorre por convecção em regime laminar, descrita pela correlação (INCROPERA; DEWITT, 2011):

$$\overline{Nu}_L = 0,664 Re_L Pr^{1/3} \quad Pr \gtrsim 0,6 \quad (3.29)$$

onde Re_L se refere ao cálculo do número de Reynolds baseado no comprimento característico, que para o caso compreende a altura da região frontal, L . Para o caso da velocidade característica, foi adotado um valor referente a 1% de V_{tan} .

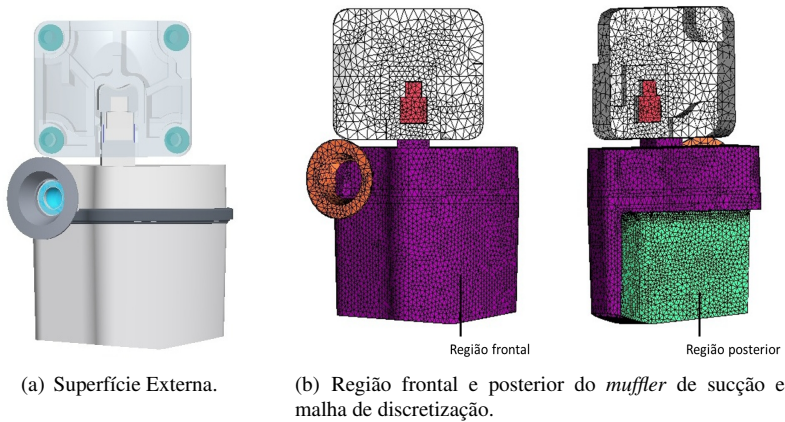


Figura 3.16 – Geometria do *muffler* de Sucção para aplicação das correlações.

• Molas de Sustentação

As molas sustentam o conjunto dos componentes internos do compressor, sendo sua geometria caracterizada pelo distanciamento entre os filetes e pelas espessuras dos mesmos. Entretanto, a geometria das molas foi simplificada para o formato de cilindros maciços, objetivando reduzir o custo computacional da solução da condução de calor via o modelo diferencial. Assim, a configuração do escoamento foi modelado como convecção forçada sobre cilindros, sendo que a correlação de Churchill e Bernstein (BEJAN, 1996) é bastante comum para este tipo de aplicação:

$$\overline{Nu}_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr)^{2/3}\right]} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)\right]^{4/5}; \quad (3.30)$$

$$7 \times 10^4 < Re_D < 4 \times 10^5$$

A velocidade característica foi dada como sendo 10% de V_{tan} .

• Placas base

As placas base servem para sustentar os componentes internos do compressor, funcionando como um tipo de anteparo acoplado às molas de sustentação (Figura 3.17). Sua geometria tem formato plano, com a presença de contornos irregulares, onde apenas nas faces inferiores há a presença de transferência de calor, já que as faces superiores estão em contato direto com o conjunto do motor. Assim, a configuração do escoamento foi modelado como convecção laminar sobre placa plana (Equação 3.29), com comprimento característico baseado no comprimento, L , e velocidade característica como sendo 10% de V_{tan} .

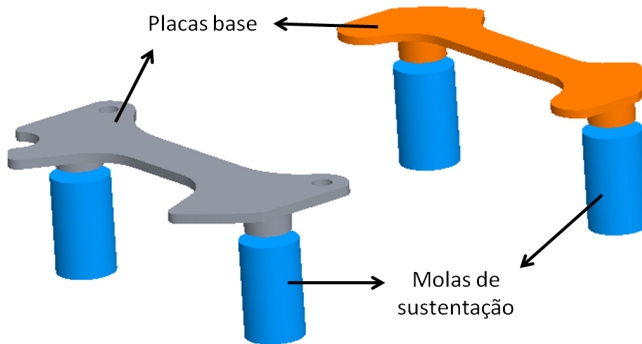


Figura 3.17 – Geometrias das placas base e molas de sustentação.

• Superfície interna da carcaça

A carcaça do compressor serve para selar hermeticamente os componentes internos do compressor. Para modelar a convecção na carcaça, dividiu-se a sua superfície em oito regiões (Figura 3.18): quatro superfícies laterais (1 a 4), uma superfície inferior (5) e três regiões da tampa (9 a 11). Estas divisões e numerações foram também adotadas para medições experimentais de temperaturas e fluxo de calor realizadas por Dutra (2008).

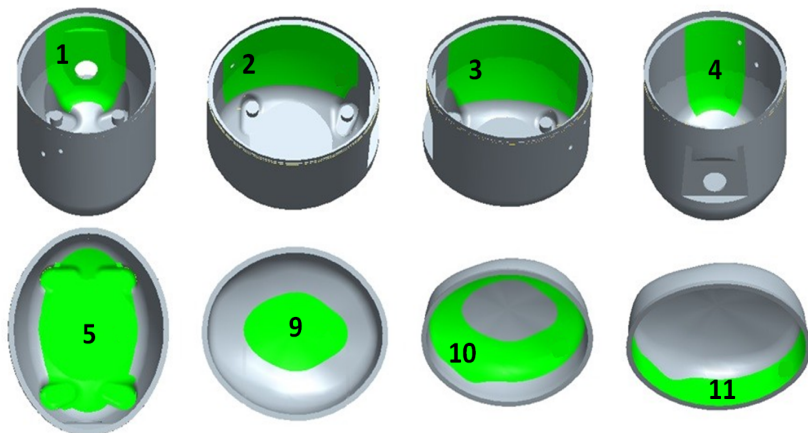


Figura 3.18 – Superfície da carcaça interna do compressor dividida para aplicação das correlações.

Assumiu-se convecção forçada turbulenta nessas regiões, devido o caráter aleatório do escoamento do gás induzido principalmente pela rotação do eixo de acionamento mecânico do pistão. Os comprimentos característicos são dados pelas alturas das regiões, com as velocidades características iguais a 25% de V_{tan} nas regiões da tampa e 10% V_{tan} nas regiões laterais.

No entanto, na região inferior da carcaça (5) é situado o cárter de óleo lubrificante. Desta forma, assumiu-se escoamento de óleo naquela região e a hipótese de convecção forçada em regime laminar, descrita pela correlação 3.29, com o número de Reynolds baseado no comprimento da região e com velocidade característica de 0,02 m/s.

Deve ser ressaltado que se desconsidera a transferência de calor convectiva na interface entre o óleo do cárter e o gás ambiente interno da carcaça.

• Superfície Externa da Carcaça

A superfície externa da carcaça (Figura 3.19) foi também dividida para possibilitar uma melhor caracterização da convecção de calor resultante quando o compressor é testado experimentalmente em calorímetros ¹. Em tais testes, as velocidades do ar externo variam de região para região, devido ao emprego de um ventilador em um dos lados do compressor. Por exemplo,

¹Bancada experimental para testes em condições padronizadas, possibilitando avaliar diversos parâmetros de seu funcionamento.

a região lateral de número 2 tem um contato direto com o fluxo de ar do ventilador, enquanto isto não acontece na região 3 e ali a velocidade característica é pequena.

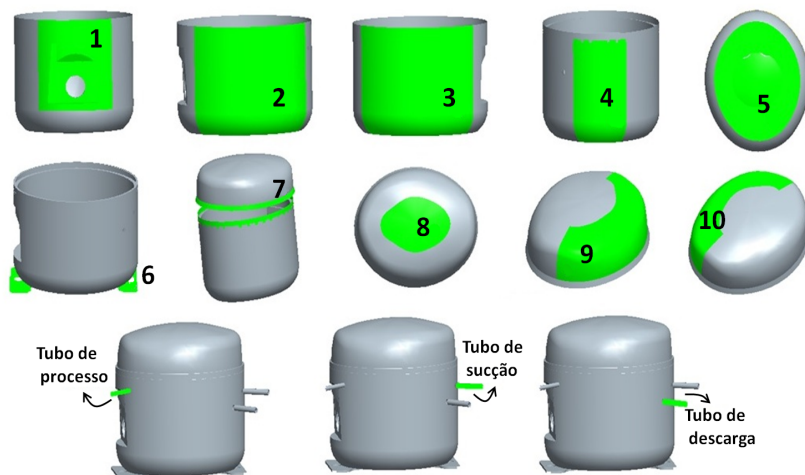


Figura 3.19 – Superfície da carcaça externa do compressor dividida para aplicação das correlações.

Em função do exposto, a correlação de convecção forçada sob superfície plana (equação 3.29) foi adotada, onde as velocidades características foram calibradas de forma a retornarem coeficientes de troca convectiva de calor próximos aos valores obtidos das medições de Dutra (2008). Os comprimentos característicos foram adotados de forma a serem consistentes com o escoamento do ar no interior do calorímetro. Por exemplo, para a região externa 1, 2, 4 e 9 foi adotado o comprimento da largura das superfícies por se referir a regiões em contato direto com o escoamento de ar, e para a região 3 e 10, tomou-se o comprimento como sendo a altura da superfície por se referir a uma região de contato indireto com o ar insuflado.

3.4.2 Convecção Interna

A transferência de calor através de convecção interna forçada foi modelada a partir de correlações desenvolvidas para dutos de seção circular e não circular. Para dutos circulares o comprimento característico corresponde ao próprio diâmetro, D , da tubulação. No caso de seções não circulares, o comprimento característico é tomado como o diâmetro hidráulico, D_h ,

definido como:

$$D_h = \frac{4A_s}{P} \quad (3.31)$$

onde A_s e P são a área e o perímetro da seção transversal do escoamento, respectivamente.

O número de Reynolds no interior de dutos pode ser relacionado com o diâmetro característico, D_c , e à vazão de massa que atravessa o tubo, \dot{m} :

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D_c \mu} \quad (3.32)$$

O escoamento foi assumido laminar quando o número de Reynolds, Re_D , era menor do que 2300. As correlações para convecção interna turbulenta em dutos foram desenvolvidas por diversos autores, sendo que a de Dittus-Boelter é amplamente empregada na literatura:

$$\overline{Nu}_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.33)$$

com as propriedades do fluido sendo avaliadas na temperatura de filme, $T_f = (T_S + T_m)/2$ e $n = 0,4$ para aquecimento ($T_S > T_m$) e $0,3$ para resfriamento ($T_S < T_m$). Esta correlação foi confirmada experimentalmente para o faixa de condições:

$$0,6 \lesssim Pr \lesssim 160$$

$$Re_D \gtrsim 10000 \quad \text{e} \quad \frac{L}{D} \gtrsim 10$$

A correlação de Dittus-Boelter foi desenvolvida para escoamento turbulento completamente desenvolvido em tubos lisos, não sendo adequada para situações de escoamento próximas da transição de laminar para turbulento. Uma correlação válida para tubos lisos, e números de Reynolds incluindo a região de transição, foi proposta por Gnielinski (BEJAN, 1996):

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{1/3} - 1)} \quad (3.34)$$

$$0,5 \lesssim Pr \lesssim 2000$$

$$3000 \lesssim Re_D \lesssim 5 \times 10^6 \quad \text{e} \quad \frac{L}{D} \gtrsim 10$$

A equação anterior é uma proposta para tubos lisos. Sabe-se que a transferência de calor aumenta com a rugosidade da parede e a forma de avaliar isto é através da correção do fator de fricção, f . O fator de atrito

pode ser avaliado de correlações como, por exemplo, as de Colebrook ou de Petukhov (FOX *et al.*, 2003). No presente trabalho, adotou-se a proposta de Von-Karman, Equação 3.35, pelo fato da mesma ser uma relação explícita, ao contrário da equação transcendental de Colebrook, sendo assim de fácil aplicação.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \frac{\varepsilon/D}{3,7} \quad (3.35)$$

onde ε é a rugosidade superficial e D é o diâmetro do tubo.

Alguns casos de escoamentos internos ocorrem em geometrias complexas e a transferência de calor nos mesmos é de difícil previsão com o uso de correlações desenvolvidas para situações de trechos retos de canalização. Por este motivo, adotou-se um procedimento alternativo em alguns componentes baseado no balanço de energia, conforme a seguinte formulação integral:

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,s} - T_{m,e}) \quad (3.36)$$

onde \dot{m} é o fluxo de massa, c_p é o calor específico, $T_{m,s}$ a temperatura média na saída e $T_{m,e}$ a temperatura média na entrada. Aplicando a equação 3.36 para um volume de controle diferencial conforme Figura 3.20, obtém-se:

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \quad (3.37)$$

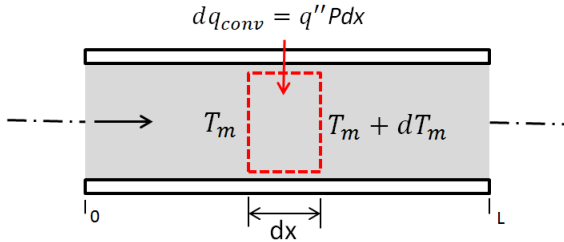


Figura 3.20 – Volume de controle diferencial para escoamento interno no interior de dutos.

Adequando a equação 3.37 de forma a torná-la convenientemente expressa em termos do fluxo de calor, onde $dq_{conv} = q''P dx$ e P é o perímetro da superfície, chega-se à seguinte expressão:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s''P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} H(T_s - T_m) \quad (3.38)$$

sendo H o coeficiente de transferência de calor, T_s a temperatura da superfície e T_m a temperatura média do volume de controle. A solução da equação 3.38 para $T_m(x)$ depende da condição térmica da superfície, sendo que neste trabalho assume-se a condição de temperatura prescrita. Definindo $\Delta T = T_s - T_m$ pode-se expressar a equação 3.38 como:

$$\frac{dT_m}{dx} = -\frac{d(\Delta T)}{dx} = \frac{P}{\dot{m}c_p} = \frac{P}{\dot{m}c_p} \int_0^L H \Delta T \quad (3.39)$$

Separando as variáveis e integrando da entrada à saída do tubo, resulta a seguinte expressão:

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_m - T_s}{T_m - T_e} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{H}\right) \quad (3.40)$$

onde \bar{H} é o valor médio do coeficiente de transferência de calor em todo o duto, o qual pode ser isolado na expressão anterior:

$$\bar{H} = \frac{\dot{m}c_p}{PL} \ln\left(\frac{T_w - T_s}{T_w - T_e}\right) \quad (3.41)$$

No presente trabalho, a expressão (3.41) foi usada para calcular o coeficiente de transferência de calor em alguns componentes, a partir das temperaturas de entrada, saída e de parede do duto. Embora a equação 3.41 seja de fácil aplicação, as seções de entrada e de saída do escoamento devem ser facilmente identificáveis no volume de controle (VC) do componente em análise. Este procedimento foi adotado apenas para o *muffler* de sucção, especificamente nas regiões do volume interno do *muffler* e da câmara de sucção, onde as temperaturas que aparecem na equação 3.41 estão bem definidas.

3.5 Modelagem da Influência do Óleo Lubrificante na Transferência de Calor

Como citado anteriormente, o modelo desenvolvido neste trabalho considera os efeitos do óleo lubrificante na transferência de calor no compressor. Análises do efeito do óleo na troca de calor foram realizadas por diversos autores, tanto numericamente (Pizarro, 2007; Hass, 2011) como experimentalmente (Dutra, 2008).

Antes da partida do motor, o óleo se encontra no cárter situado na região inferior do compressor. Após a partida do compressor, o óleo é levado para a região superior através do sistema de bombeamento acionado pelo

eixo, sendo direcionado para os componentes que necessitam de lubrificação. O óleo bombeado volta então ao cárter, parte escoando sobre a superfície interna da carcaça e outra parte sobre o conjunto formado pelo bloco e pelo motor elétrico. A Figura 3.21 mostra uma visão esquemática do canal de alimentação na região do cárter, a saída do óleo na extremidade do eixo e o retorno do óleo sobre a carcaça e os componentes do compressor.

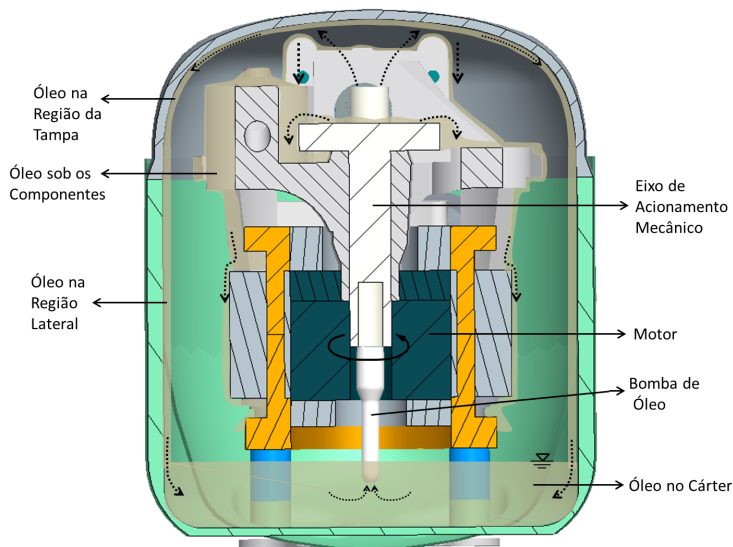


Figura 3.21 – Representação do escoamento de óleo no compressor com ênfase nos domínios analisados.

O escoamento de óleo ao longo da superfície da carcaça é iniciado através da voluta de óleo gerada na extremidade superior do eixo devido à ação centrífuga da bomba de lubrificação. Por outro lado, o escoamento sobre o bloco e o motor elétrico é ocasionado pelas saídas de óleo em canais existentes na bomba e pelos respingos ocasionados da colisão do óleo com superfície superior da carcaça. Ao retornar ao cárter, o óleo se mistura com o restante de óleo na região.

Do ponto de vista termodinâmico, o escoamento de óleo apresenta um papel importante na caracterização do perfil térmico do compressor, transportando energia térmica por advecção. O óleo entra em contato com componentes sólidos e pode receber ou liberar calor, de acordo com a diferença de temperatura envolvida. Comparado ao fluido refrigerante, o óleo possui capacidade calorífica elevada e, assim, pode absorver uma parcela significativa de calor por unidade de massa sem alterar a sua temperatura de

forma demasiada.

Considerando os aspectos supracitados, a inclusão do escoamento do óleo no modelo de simulação térmica é de suma importância para se alcançar resultados do campo de temperatura do compressor fisicamente consistentes. No presente trabalho, adotou-se um modelo de formulação integral para o óleo lubrificante, no qual diferentes domínios de análise são escolhidos para aplicação da primeira lei da termodinâmica, buscando relacionar a variação de energia no escoamento de óleo com a taxa de transferência de calor nas superfícies de componentes sólidos.

Como se pode notar na Figura 3.22(a), tem-se a presença de duas interfaces para a transferência de calor quando se insere o escoamento de óleo no modelo. Em cada uma dessas interfaces, diferentes coeficientes de troca convectiva de calor devem ser adotados. Por exemplo, uma das superfícies do volume de controle do óleo corresponde à interface com o domínio sólido e a outra é uma interface com o fluido refrigerante presente no ambiente interno do compressor. Dessa forma, deve-se avaliar os coeficientes de troca de calor, H_1 e H_2 , a fim de caracterizar a troca líquida de calor para o volume de controle analisado.

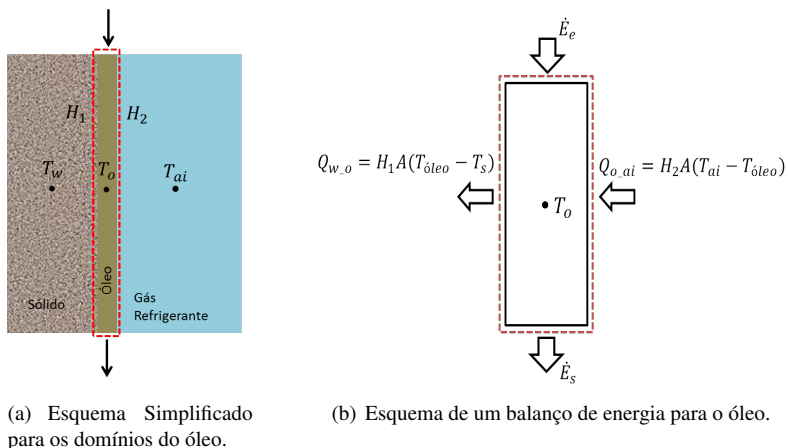


Figura 3.22 – Esquema para os Volumes de Controle no óleo.

A equação do balanço de energia para o volume de controle do óleo (Figura 3.22(b)) tem a forma:

$$\dot{m}(h_s - h_e) = \sum Q_{VC} \quad (3.42)$$

onde \dot{m} representa o fluxo de massa do escoamento de óleo, os subíndices s e

e se referem à saída e à entrada do volume de controle, respectivamente, e o termo do lado direito da equação representa o somatório das trocas de calor por convecção.

Apesar da descrição matemática correta do balanço de energia para o óleo na forma da equação 3.42, adotou-se um procedimento simplificado para o cálculo das temperaturas em cada volume de controle. Neste sentido, ao invés de se resolver um sistema de equações para o domínio do escoamento de óleo, optou-se por um modelo baseado em correlações empíricas. Este procedimento surge de resultados experimentais e numéricos do comportamento térmico do óleo que mostram ser possível relacionar a temperatura do óleo como uma função da temperatura média do estator.

O procedimento de solução deste trabalho foi baseado nos resultados obtidos por Pizarro (2007) a partir de um modelo numérico diferencial para a temperatura do óleo em várias regiões do compressor, indicadas na Figura 2.11 com letra de A a F. Através da análise dos resultados, observou-se que as variações de temperatura no óleo seguiam uma ordem lógica ao escoar pelo trecho A-D, sendo que para a região da carcaça, o óleo diminuía sua temperatura, e para a região dos componentes internos, o óleo aumentava sua temperatura. Ao se encontrarem no cárter, as distintas porções de óleo se misturam e efetivam uma porção homogênea que retorna ao eixo de lubrificação com um valor médio de temperatura, referente às porções de óleo que escorre pela carcaça e pelos componentes internos. Além disso, foi constatado que as temperaturas do óleo nas regiões identificadas por Pizarro (2007) podem ser expressas como uma porcentagem da temperatura do motor em todas as condições de operação simuladas, ficando em torno de 90% para a região da tampa, 80% para as regiões laterais e 85% para a região do cárter. Estas observações se justificam principalmente pela forte influência térmica do conjunto do motor sob o escoamento de óleo que passa pelo eixo de lubrificação, totalizando uma temperatura para o óleo na saída do eixo de acionamento próxima à do estator.

Portanto, propõe-se um modelo no qual as temperaturas do óleo em seus respectivos domínios são expressas como uma fração da temperatura do estator, a qual por sua vez é obtida numericamente via formulação diferencial. Tem-se assim um modelo simplificado de simulação apoiado em evidências de resultados numéricos e experimentais de outros autores. No presente trabalho, o domínio contendo óleo foi dividido em cinco regiões: (1) região superior da carcaça interna, (2) região lateral da carcaça interna, (3) região do cárter, (4) região do bloco e (5) região do motor. Para cada região, adotaram-se as seguintes hipóteses para as temperaturas do óleo:

- (1) 90% da temperatura do estator;
- (2) 80% da temperatura do estator;

- (3) 85% da temperatura do estator;
- (4) 90% da temperatura do estator;
- (5) 95% da temperatura do estator;

Uma vez apresentado o modelo para a determinação da temperatura do óleo em cada região do compressor, pode-se agora avaliar a influência do escoamento de óleo no perfil térmico do compressor. No presente modelo híbrido de solução, o balanço de energia no escoamento do óleo requer a avaliação de dois parâmetros: (1) coeficientes de transferência convectiva de calor nos componentes com escoamento de óleo, conforme esquematizado na Figura 3.22(a), e (2) o transporte advectivo do escoamento.

Logo, são detalhadas a seguir as análises para tratamento dessas condições, que detém o objetivo de serem acopladas ao procedimento geral de solução da metodologia híbrida de solução.

3.5.1 Coeficientes de Transferência de Calor na Presença de Óleo

A seção 3.4.1 se concentrou na apresentação das correlações utilizadas para o cálculo de coeficientes de troca convectiva de calor, mas sem referência à presença do escoamento de óleo. Do ponto de vista do modelo de simulação tais correlações são mantidas, mas com algumas mudanças. Por exemplo, anteriormente se considerava o gás em contato com as fronteiras dos componentes sólidos. Com a presença de uma película de óleo junto a superfícies sólidas, há a necessidade de se considerar as configurações formadas pelos escoamentos de óleo e gás para a obtenção de soluções consistentes.

Desta forma, consideram-se as duas interfaces mostradas na Figura 3.22, com os coeficientes nas interfaces gás/óleo e óleo/sólido sendo denotados por H_{g-o} e H_{o-s} , respectivamente. O cálculo de H_{g-o} é realizado através das correlações descritas na seção 3.4.1, com a hipótese simplificativa de que o óleo se comporta como um anteparo para o escoamento do gás, utilizando assim as correlações para o caso de convecção forçada sob placa plana. Esta hipótese é razoável devido à presença de um escoamento de caráter turbulento de gás e de um escoamento de óleo com velocidade reduzida.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor na fronteira entre o escoamento de óleo e os componentes sólidos também requer algumas considerações. Como exposto anteriormente, o escoamento do óleo é iniciado no cárter e segue pelo no interior da bomba de lubrificação até ser descarregado na extremidade superior do eixo. Neste ponto, uma porção de óleo segue ao longo da carcaça e outra parte escoar sobre os componentes do

bloco e do motor. No modelo aqui desenvolvido, adotam-se cinco domínios para a análise térmica, conforme já indicado.

O escoamento descendente de uma película de óleo (Figura 3.23), sujeito apenas à força gravitacional e sem mudança de fase, foi objeto de investigação de diversos autores (FULFORD, 1964; GIMBUTIS, 1975; HEWITT, 1994), sendo identificados três regimes de escoamento de acordo com o número de Reynolds do filme, Re_δ , definido como:

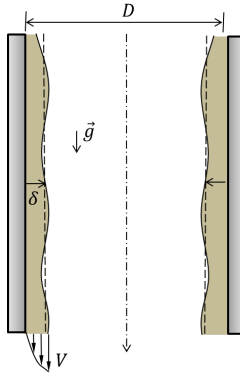


Figura 3.23 – Escoamento de filme fino descendente.

$$Re_\delta = \frac{4\Gamma}{\mu_l} \quad (3.43)$$

onde Γ é o fluxo de massa por unidade de comprimento e μ_l é a viscosidade dinâmica do fluido. Os regimes de escoamento em função de Re_δ são assim classificados:

- (1) Para $Re_\delta < 20$, escoamento laminar;
- (2) Para $20 < Re_\delta < 1600$, escoamento com ondas interfaciais que afetam a transferência de calor;
- (3) Para $Re_\delta > 1600$, escoamento turbulento com ondas interfaciais.

Um tratamento de filmes de líquidos descendentes foi proposto por Nusselt (1916) através de um balanço de forças viscosas e gravitacionais, obtendo uma expressão para a espessura do filme, δ , em regime laminar:

$$\delta = \left(\frac{3\mu_l^2}{4\rho_l^2 g} \right)^{1/3} Re_\delta^{1/3} \quad (3.44)$$

O aumento da espessura do filme de óleo com o fluxo de massa bombeado pelo sistema é mostrado na Figura 3.24.

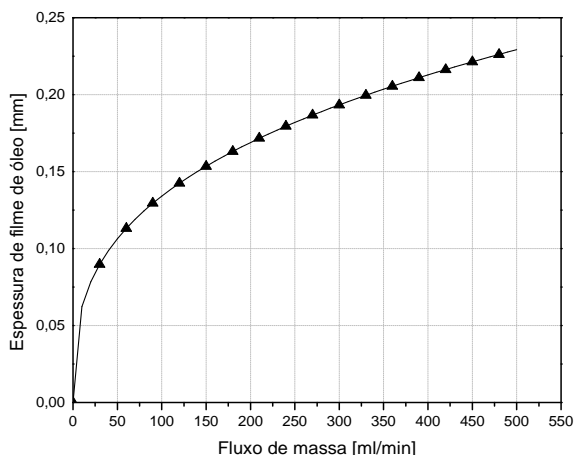


Figura 3.24 – Variação da espessura de óleo na região da carcaça com a variação do fluxo de massa bombeado.

As propriedades físicas do óleo são calculadas com referência ao trabalho de Mermond *et al.* (1999), no qual diversas propriedades (calor específico, condutividade térmica, viscosidade dinâmica e densidade) são correlacionadas com a temperatura, temperatura crítica e temperatura de ebulição.

A partir dos conceitos apresentados, Wilkie (1962) propõe a seguinte correlação para a avaliação da transferência de calor em filmes finos, considerando regime laminar e ausência de mudança de fase:

$$Nu_{\delta} = \frac{h\delta}{k} = 0,029Re_{\delta}^{0,533}Pr^{0,344} \quad (3.45)$$

Dessa forma, são tratadas as duas interfaces, uma para o caso gás/óleo, citadas na seção 3.4.1, e outra para óleo/sólido, conforme correlação 3.45 para serem aplicadas em todas as regiões da carcaça interna e para os componentes do bloco e estator.

A aplicação destas correlações no modelo híbrido é efetuada através do conceito de resistência térmica equivalente entre as regiões do gás e a parede carcaça. Com isto, é possível aplicar diretamente os coeficientes de troca de calor obtidos para as regiões com convecção de calor e, de posse das temperaturas do gás e das regiões sólidas, calcula-se a taxa de transferência de calor:

$$\dot{Q}_i = H_{eq} A_i (T_g - T_i) \quad (3.46)$$

onde H_{eq} é o coeficiente de transferência de calor equivalente entre as interfaces e o subíndice i se refere às superfícies sólidas na qual há a transferência de calor.

3.5.2 Tratamento da Advecção nas Fronteiras Sólidas

Tendo tratado os termos referentes às condições de contorno de convecção, esta seção apresenta o tratamento adotado no modelo para incluir a troca de calor devido ao escoamento de óleo. Conforme exposto na seção 3.5, relações foram adotadas para definir as temperaturas do óleo em cada domínio de interesse, três das quais em regiões distintas da superfície interna da carcaça (superfície superior, superfície lateral e superfície do cárter) e duas para regiões para bloco e motor.

Assim, com os valores para a temperatura do óleo em diferentes regiões, modela-se o efeito da advecção através da incorporação de um termo fonte nos respectivos componentes sólidos, S_i , de magnitude positiva no caso de liberação de energia pelo óleo e vice-versa. O termo fonte é avaliado da seguinte forma:

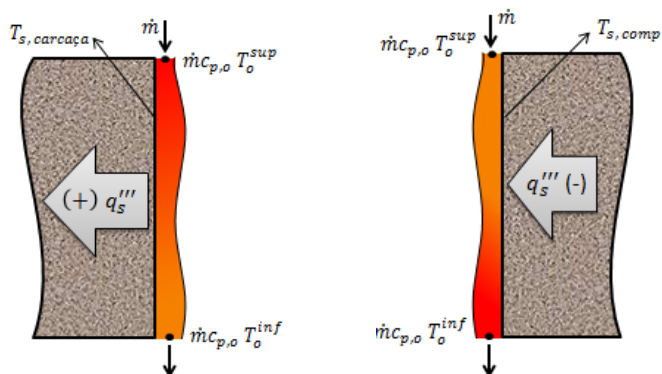
$$S_i = [\dot{m} c_o T_o^{sup}]_e - [\dot{m} c_o T_o^{inf}]_s \quad (3.47)$$

onde c_o é o calor específico do óleo, o subscrito o se refere ao óleo, os sobrescritos “*sup*” e “*inf*” denotam às regiões superior e inferior do óleo, respectivamente.

Esquemas dos diferentes volumes de controle adotados para o escoamento de óleo, explicitando as regiões de entrada e de saída do balanço do transporte advectivo, são apresentados na Figura 3.25.

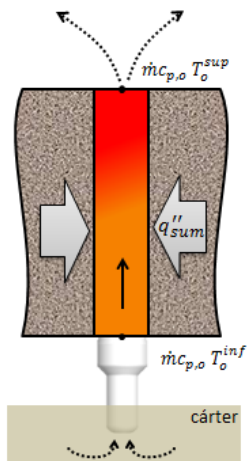
A troca térmica se deve ao fato de que o óleo ao sair da bomba e escorrer pelos componentes, apresenta temperatura maior do que a temperatura da carcaça e menor em relação às temperaturas do bloco e do motor. Absorção de calor também ocorre quando o óleo escoar no interior da bomba, havendo um aumento de sua temperatura por estar em contato com regiões mais quentes, tais com o bloco e, principalmente, o motor, conforme esquematizado na Figura 3.25(c). Assim, prescreve-se uma condição de contorno de fluxo de calor nessa região em linha com o aumento da temperatura do óleo.

Para garantir a conservação de energia, o calor residual do escoamento de óleo após passar sobre a carcaça, bloco e motor é introduzido como termo fonte no balanço de energia do ambiente interno do compressor.



(a) Esquema para o balanço advectivo na região da carcaça.

(b) Esquema para o balanço advectivo para a região do bloco e estator.



(c) Esquema para o balanço advectivo no interior da bomba lubrificante.

Figura 3.25 – Esquema para o Balanço de Energia Advectivo.

3.6 Procedimento de Solução

A presente seção apresenta o procedimento de solução do modelo híbrido, formado por quatro modelos auxiliares: (1) modelo termodinâmico do ciclo de compressão, (2) modelo de formulação integral do escoamento de

fluido refrigerante no interior de dutos e câmaras, (3) modelo de formulação diferencial da condução de calor em componentes sólidos e (4) modelo da transferência de calor associada ao escoamento de óleo.

Devido aos diversos fenômenos que ocorrem simultaneamente, há uma relativa complexidade para o acoplamento dos modelos auxiliares devido à interdependência das grandezas analisadas. Por exemplo, as temperaturas de sucção e de descarga se relacionam de três formas, uma na resolução do modelo de formulação integral nas respectivas câmaras, outra através da condição de contorno para a simulação do ciclo de compressão e, finalmente, como condição de contorno para o modelo de formulação diferencial.

A seguir, apresentam-se detalhes da solução do modelo híbrido de simulação térmica, incluindo a descrição dos métodos numéricos da resolução das equações integrais e diferenciais que compõem o modelo. Em um primeiro momento, consideram-se os aspectos da solução do modelo de formulação integral, seguido pelo modelo de formulação diferencial. Finalmente, ao final do capítulo, descreve-se o acoplamento de todos os modelos do modelo híbrido.

3.6.1 Modelo de Formulação Integral

Esta seção faz referência à resolução do conjunto de equações originadas das análises integrais no interior de câmaras, apresentadas na seção 3.3. A partir da aplicação da conservação de energia em volumes de controle nessas câmaras, tem-se um conjunto de equações (Tabela 3.2) que caracteriza o escoamento de gás no interior do compressor, em que as variáveis de interesse são as temperaturas médias das respectivas câmaras. Nota-se que as equações governantes possuem termos representando o transporte advectivo e outro referente à transferência convectiva de calor. As equações são não lineares devido à interdependência entre entalpia e temperatura. A solução deste conjunto de equações é obtida com aplicação do método de Newton-Raphson, conforme descrito no Apêndice B.

A solução do modelo integral se inicia com a resolução do modelo de tubos comunicantes (seção 3.3.5), devido à necessidade de se calcularem as parcelas de transporte advectivo na entrada e na saída das câmaras do *muffler* de sucção, câmara de descarga e *muffler* de descarga. O procedimento de resolução é iterativo, com base no conhecimento da temperatura do gás na entrada dos tubos, dada pelas estimativas das temperaturas no interior das câmaras e da temperatura da linha de sucção para o caso da análise do tubo de sucção.

Em sequência se tem a resolução das temperaturas no interior das câmaras. Analisando as equações da Tabela 3.2, verifica-se oito incógnitas:

T_{MS} , T_{TMS} , T_{SC} , T_{DC} , T_{D1} , T_{AISUP} , T_{AINF} e T_{TUB} . Para resolver estas temperaturas, é aplicado um sistema segregado de solução em determinadas regiões na busca de melhores tratamentos para variáveis consideradas importantes no modelo. Nestes casos, as incógnitas de interesse são resolvidas separadamente das demais, onde de posse da equação de balanço, aplica-se o método de Newton-Raphson de forma isolada, para se atingir o critério de convergência destas variáveis.

Este procedimento foi efetuado para o sistema de sucção e para o ambiente interno, na qual são resolvidas as temperaturas T_{SC} , T_{TMS} , T_{AISUP} e T_{AINF} . As soluções destas etapas são discutidas a seguir:

• **Sistema de Sucção:** Pela equação 3.7 nota-se a presença de três incógnitas: T_{MS} , T_{TMS} , T_{SC} . O cálculo da temperatura no volume interno do *muffler* de sucção, T_{MS} , é dado por:

$$T_{MS} = \frac{(T_{TSC} + T_{SC})}{2} \quad (3.48)$$

onde os subíndices, *SC* e *TSC* se referem, respectivamente, à câmara de sucção e ao tubo de sucção.

Para solução de T_{TMS} e T_{SC} é aplicado o método de Newton-Raphson sob a equação 3.7, para resolução destas duas variáveis. O procedimento de solução se torna possível ao se verificar a relação de T_{SC} para a solução do ciclo de compressão, descrito no apêndice A. Logo, através de um procedimento iterativo entre a resolução do *muffler* de sucção e a solução do ciclo de compressão, são determinadas as raízes da equação 3.7 que satisfazem a conservação de energia no domínio em questão.

• **Ambiente Interno:** Pela equação 3.16 nota-se a presença de duas incógnitas: T_{AINF} e T_{AISUP} . A solução destas duas variáveis são realizadas da mesma maneira que a etapa anterior do sistema de sucção, onde de posse da equação de balanço, são resolvidas as duas variáveis mediante aplicação do método de Newton-Raphson acoplados por um procedimento iterativo com a solução do ciclo de compressão.

Com este procedimento para estas duas regiões, entende-se que o procedimento de solução geral fique mais robusto e com reduzidos problemas de convergência, já que durante o processo iterativo, as incógnitas seguem a tendência de convergência para todas as variáveis. Outra justificativa para o emprego desse procedimento se deve a busca na redução do número de equações para o sistema não linear, que deixa o sistema menos propenso a instabilidades e dificuldades de convergências.

Até esta etapa, foram obtidas as soluções para seis das oito incógnitas. Resta, portanto, o tratamento das temperaturas no interior da câmara de descarga, T_{DC} , e interior do *muffler* de descarga, T_{D1} . Para estas

câmaras, aplica-se um procedimento de resolução de um sistema de equações não-lineares, 2×2 , formada pelas equações de balanço (equações 3.9 e 3.11) para a determinação das temperaturas médias do gás no interior dos volumes.

Em síntese, a solução do modelo integral desenvolvido compreende quatro procedimentos segregados para a determinação das onze temperaturas (ver Figura 3.4), dado pelas seguintes etapas: (i) modelo de tubos comunicantes, para determinação de T_{TSC} , T_{TC} , T_{BUN} , T_{TDC} ; (ii) solução do *muffler* de sucção, para determinação de T_{MS} , T_{TMS} e T_{SC} ; (iii) solução do ambiente interno, para determinação de T_{AINF} e T_{AISUP} ; e (iv) solução de um sistema não-linear 2×2 , para determinação de T_{DC} e T_{D1} .

Um fluxograma para o procedimento adotado na etapa de abordagem das equações integrais é mostrado na Figura 3.26.

O critério de convergência adotado para as temperaturas das câmaras internas, m , envolve a função resíduo, ϕ_m :

$$\phi_m = \Delta \dot{E}_m - \dot{Q}_m \quad (3.49)$$

O valor máximo admissível para estes resíduos é estabelecido a partir de análises baseadas nas quantidades de calor que atravessam as fronteiras sólidas. De forma a simplificar a determinação do critério de convergência, utiliza-se um resíduo normalizado determinado a partir de:

$$\tilde{\phi} = \frac{\phi_m}{(E)_{\max}(\dot{Q}_m)} \quad (3.50)$$

onde E é o máximo erro percentual aceitável para a taxa de transferência de calor e $\max(\dot{Q}_m)$ se refere ao valor absoluto máximo na câmara, sendo usado para expressar quão relevante é o resíduo obtido em relação à quantidade de calor transferida na câmara.

Para o presente modelo, utiliza-se um valor para o erro admissível, E , de 0,05 (5%), que resultam para resultados convergidos em resíduos normalizados:

$$\tilde{\phi} < 1 \quad (3.51)$$

A determinação das temperaturas nas câmaras internas foi realizada através de um algoritmo desenvolvido na linguagem de programação C, o qual foi introduzido como uma subrotina do código *Fluent/ANSYS* adotado para a solução do modelo diferencial. Este acoplamento dos procedimentos de solução dos modelos integral e diferencial é possibilitado pela técnica de UDF (*User-Defined Function*) disponível no código *Fluent/ANSYS*.

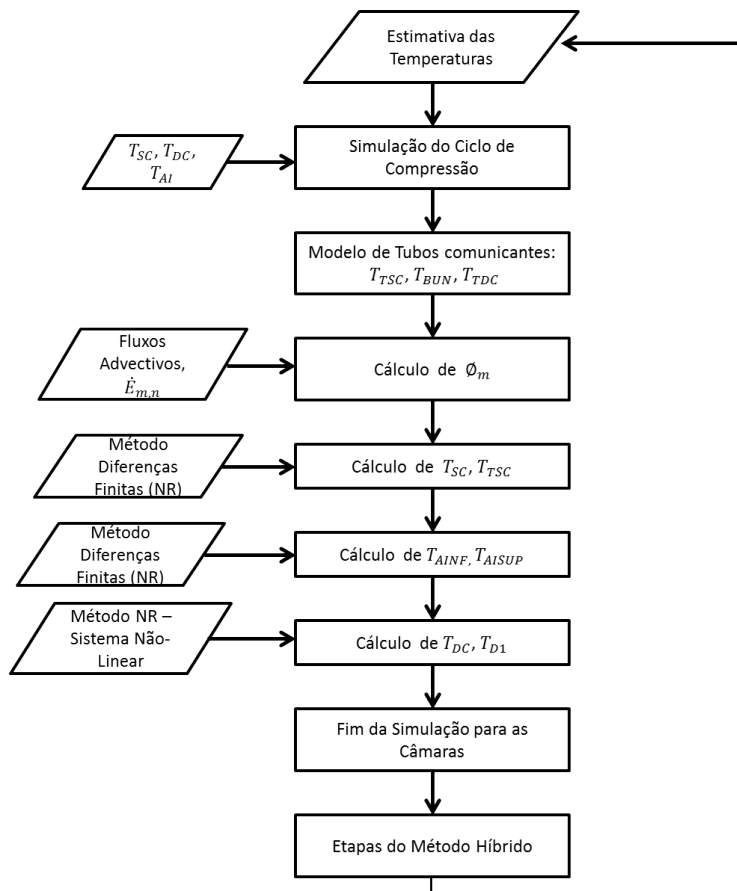


Figura 3.26 – Fluxograma para a etapa de solução das equações com Formulação Integral.

3.6.2 Modelo de Formulação Diferencial

A resolução do campo de temperatura nos componentes sólidos a partir da equação diferencial, Equação 3.1, foi realizada através da aplicação do método de volumes finitos (MALISKA, 2004). Esta técnica é amplamente utilizada na simulação de escoamentos com ou sem transferência de calor. Basicamente, a metodologia consiste nas seguintes etapas: (1) Discretização espacial dos domínios sólidos mediante aplicação de uma malha computacional; (2) Integração das equações governantes nos volumes de controle, que resultam equações algébricas para a variável dependente (no

caso, a temperatura) e (3) Linearização das equações discretizadas e solução do sistema de equações resultante.

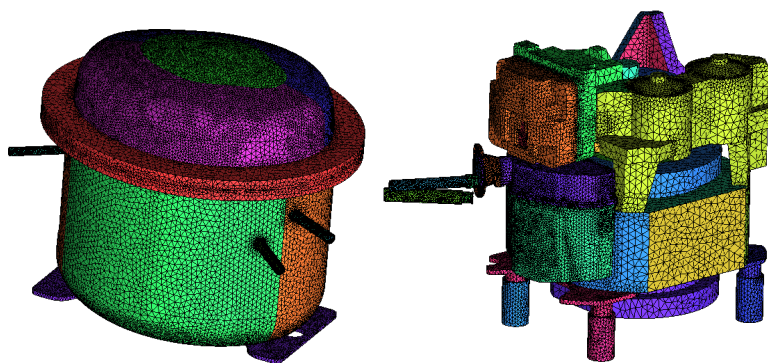
Como citado, a equação governante da presente aplicação é conhecida como equação da condução, Equação 3.1. Integrando-a em um volume de controle discreto, obtém-se a seguinte equação:

$$\sum_f^{N_{faces}} k(\nabla_T)_n \vec{A}_f + S_u V = 0 \quad (3.52)$$

onde o subíndice f se refere à fronteira do VC, N_{faces} é o número de faces que formam o volume de controle, A_f a área da face f , $(\nabla_T)_n$ é a magnitude de ∇_T normal à face f e V , o volume da célula.

A equação anterior requer o valor da propriedade em questão nas faces do VC. Como a propriedade é avaliada no centro do volume, uma interpolação é necessária. Para o termo difusivo da equação 3.52, utiliza-se o esquema de Diferenças Centrais (CDS), que faz uso de uma interpolação linear. Dessa forma é gerado um sistema de equações que é resolvido mediante aplicação de outro método numérico de solução.

Um procedimento automatizado de solução é encontrado no software de simulação *Fluent* v.12.1.4 (ANSYS, 2010), que efetua a solução numérica da equação 3.1 para um caso de simulação 3-D com aplicação do método de volumes finitos. Para a discretização espacial, é utilizada uma malha tetraédrica não estruturada (Figura 3.27), que consegue adaptar-se sem quaisquer limitações às complexas fronteiras dos domínios sólidos.



(a) Malha geométrica para a região da carcaça.

(b) Malha dos componentes internos.

Figura 3.27 – Esquema para a malha geométrica aplicada no compressor.

A convergência é atingida quando o resíduo da conservação de energia para o domínio sólido for inferior a 1×10^{-10} .

3.6.3 Modelo Híbrido de Simulação Térmica

Até este ponto, apresentaram-se os procedimentos para simular o ciclo de compressão, a transferência de calor no escoamento de gás via formulação integral e a condução de calor em componentes sólidos via formulação diferencial. Na sequência, descreve-se o procedimento de solução do modelo híbrido representado pelo acoplamento dos três modelos supracitados.

O método de solução do modelo híbrido é iniciado com a prescrição da condição de operação do compressor, representada pelas temperaturas de evaporação, T_{evap} , de condensação, T_{cond} , da linha de sucção, T_{ls} , e do ambiente externo, T_{amb} . A partir dessas informações, determinam-se as pressões de sucção e de descarga de acordo com a equação de estado do fluido refrigerante. Campos iniciais são então prescritos para os campos de temperatura do gás e dos componentes sólidos. Na sequência, a simulação do ciclo de compressão permite a obtenção dos coeficientes de troca convectiva de calor e fluxos advectivos, bem como a taxa de troca de calor na parede do cilindro e o calor gerado por perdas nos mancais e no motor elétrico.

O procedimento prossegue com a solução do modelo diferencial de condução de calor nos componentes sólidos através do código de simulação *Fluent* (2010). Para tanto, prescrevem-se condições de contorno, as quais podem ser de temperatura, convecção ou fluxo de calor, de acordo com a região do compressor. Após a determinação do campo de temperatura dos componentes sólidos, toma-se as temperaturas médias nas superfícies dos mesmos para a solução do modelo de formulação integral. Após a atualização das temperaturas nas superfícies dos componentes sólidos, é realizada uma nova simulação para o ciclo de compressão para uma atualização das variáveis envolvidas, como os fluxos advectivos.

Com as temperaturas das superfícies dos componentes sólidos e as atualizações do ciclo de compressão, é iniciado o procedimento para resolução do modelo de formulação integral, conforme descrito na seção 3.6.1. Nesta etapa, as temperaturas do gás no interior das câmaras são calculadas através do método de Newton-Raphson, mas sem a necessidade de se obter a convergência do procedimento iterativo. De fato, a convergência é alcançada gradativamente conforme os modelos do ciclo de compressão e de condução nos componentes sólidos fornecem novas estimativas para vazão de massa de gás e temperaturas dos componentes e da parede do cilindro de compressão. Nesta etapa, também são realizados os procedimentos para quantificação dos efeitos do óleo lubrificante sobre a transferência de calor,

descritos na seção 3.5, que por sua vez são incluídos na simulação do modelo diferencial com a iteração do procedimento de solução.

Executadas as etapas envolvendo os modelos diferencial e integral, a simulação do ciclo de compressão é realizada novamente com os valores atualizados de temperaturas na parede do cilindro, gás nas câmara de sucção e gás na câmara descarga, reiniciando o procedimento iterativo até que se atinja o critério de convergência.

O fluxograma do procedimento de solução do modelo híbrido é mostrado na Figura 3.28

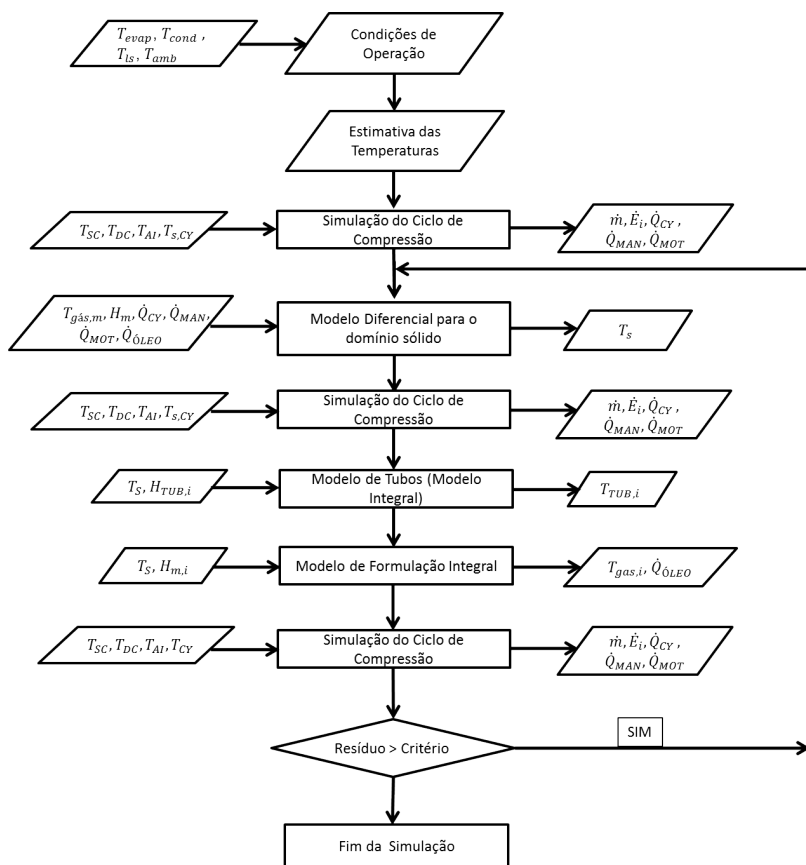


Figura 3.28 – Fluxograma para o procedimento Híbrido de Simulação Térmica.

4 Resultados

4.1 Introdução

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos com o modelo híbrido para o perfil térmico de um compressor alternativo de refrigeração doméstica, operando com fluido refrigerante R-134a e óleo lubrificante Emkarate RL 10H.

Inicialmente, na seção 4.2, resultados do modelo híbrido são empregados para uma compreensão geral do problema e também para fins de validação, através de comparações com dados experimentais de temperatura e fluxo de calor, obtidos por Dutra (2008) em três condições de operação do compressor. Um aspecto da operação do compressor de difícil quantificação diz respeito às frações de óleo que escoam sobre a carcaça e o kit mecânico. A seção 4.3 apresenta uma análise da sensibilidade do resultado do perfil térmico do compressor em relação a este parâmetro.

Há também uma incerteza significativa na avaliação dos coeficientes de transferência convectiva de calor necessários no modelo híbrido, principalmente devido às geometrias complexas de escoamento no interior do compressor. Na seção 4.4, aplica-se o projeto de experimentos (DoE - *Design of Experiments*) para avaliar o efeito de variações nos coeficientes convectivos sobre a previsão de temperaturas importantes para caracterizar a eficiência e a confiabilidade do compressor. A partir da identificação dos coeficientes mais relevantes, procede-se então um procedimento de otimização a fim de obter os valores desses coeficientes que, quando introduzidos no modelo híbrido, possibilitam resultados em maior concordância com os dados experimentais de temperaturas em regiões críticas do compressor.

A seção 4.5 demonstra a aplicação da simulação numérica do escoamento e da transferência em algumas geometrias de difícil caracterização através de correlações da literatura. Tal procedimento é assim uma alternativa para a obtenção de coeficientes de transferência convectiva de calor em geometrias complexas. Como exemplo, o escoamento no interior da câmara de descarga é simulado e o valor previsto para o coeficiente de troca de calor é comparado com valor adotado no modelo híbrido.

Na seção 4.6 discutem-se resultados obtidos para a análise do desempenho do compressor, tais como eficiências isentrópica e volumétrica.

Finalmente, a seção, 6.7 apresenta os efeitos do superaquecimento e os impactos causados com a diminuição do mesmo.

4.2 Resultados do Campo de Temperatura e Validação do Modelo

Nesta seção, apresentam-se inicialmente resultados do perfil térmico do compressor para três condições de operação, caracterizadas pelo par (temperatura de evaporação/temperatura de condensação): Condição A ($-23,3^{\circ}\text{C}/40,5^{\circ}\text{C}$), Condição B ($-23,3^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$) e Condição C ($-10,0^{\circ}\text{C}/90,0^{\circ}\text{C}$). A mudança nessas condições afeta o desempenho do compressor, alterando vazão de massa, temperatura dos componentes, potência consumida e capacidade de refrigeração, entre outros parâmetros. A condição A é bastante comum em aplicações de refrigeração doméstica, enquanto que a condição B é estabelecida pela ASHRAE (ASHRAE, 1998) para testes de compressores. A condição C foi selecionada para avaliar o perfil térmico do compressor por ser uma situação bem afastada das condições normais de operação, sendo representada por temperaturas bem mais elevadas.

Em relação à validação do modelo híbrido, existem dois níveis distintos de erros que podem estar presentes na simulação numérica (MALISKA, 2004): os erros numéricos propriamente ditos, resultado de uma má solução das equações diferenciais, e os erros resultantes do uso de modelos matemáticos que não representam adequadamente o fenômeno. No primeiro nível citado, deve ser aplicada uma validação numérica, na qual são avaliadas as propriedades de solução dos métodos propostos e também as comparações com outras soluções, analíticas ou numéricas. A validação no modelo híbrido quanto a este tipo de erro é apresentada no Apêndice C. Para o segundo nível, os resultados do modelo matemático são validados através de comparações com dados experimentais de Dutra (2008) nas três condições de operação supracitadas.

4.2.1 Distribuição de Temperatura

Como exposto na introdução deste capítulo, existe a necessidade de se prescrever as proporções de óleo provenientes do sistema de lubrificação que escoam sobre as superfícies da carcaça e do kit mecânico. No presente trabalho, assumiu-se 80% da vazão de óleo sobre a carcaça e 20% sobre o *kit* mecânico. Esta hipótese é baseada no estudo de Pizarro (2007) que indicou que a maior parte do fluxo de óleo é direcionada para a carcaça do compressor.

Uma análise da influência da escolha dessas proporções de vazão de óleo sobre o campo de temperatura é apresentada na seção 4.3.

A Figura 4.1 apresenta a distribuição de temperatura nos componentes sólidos do compressor obtida para a condição de operação A. Observa-se que os maiores níveis de temperatura dos componentes do *kit* mecânico (Figura 4.1(b)) ocorrem no sistema de descarga, seguido pelas câmaras de compressão e de sucção. Quanto à carcaça do compressor, tem-se os maiores níveis para a região da tampa, seguido pela lateral e região inferior (Figura 4.1(a)).

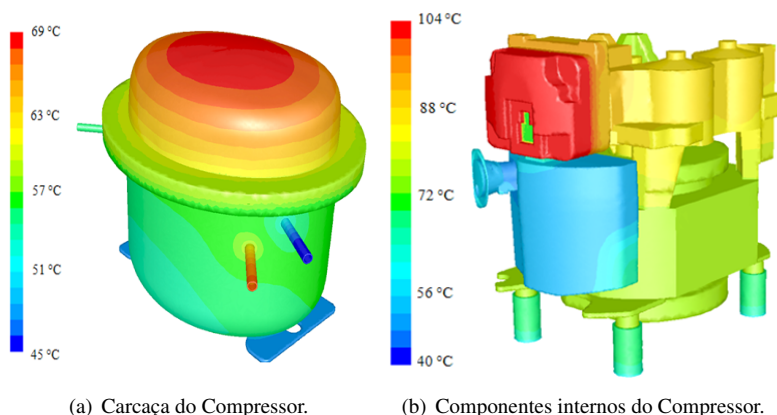


Figura 4.1 – Distribuição de temperaturas nos componentes sólidos para condição de operação $-23^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$.

Quando se comparam os campos de temperatura dos componentes sólidos para as condições de operação A, B e C, nota-se que as maiores magnitudes ocorrem na condição C (Figura 4.2). Isto se deve ao fato de que a condição C representa uma condição de operação de maior razão de pressão, gerando mais calor durante a compressão do gás e, assim, elevando a temperatura do gás e dos componentes sólidos. A condição B apresenta temperaturas mais elevadas do que observado na condição A devido também à sua maior razão de pressão.

Os resultados para os coeficientes de transferência de calor, calculados por correlações da literatura (seção 3.4), são expostos na tabela 4.1. Nota-se uma sensibilidade dos coeficientes com a variação das condições de operação, no sentido de aumentar seus valores com o aumento da razão de pressão. Esta situação é consistente com as mudanças nos perfis térmicos dos componentes e com a variação do fluxo de massa nas câmaras internas. Para os coeficientes

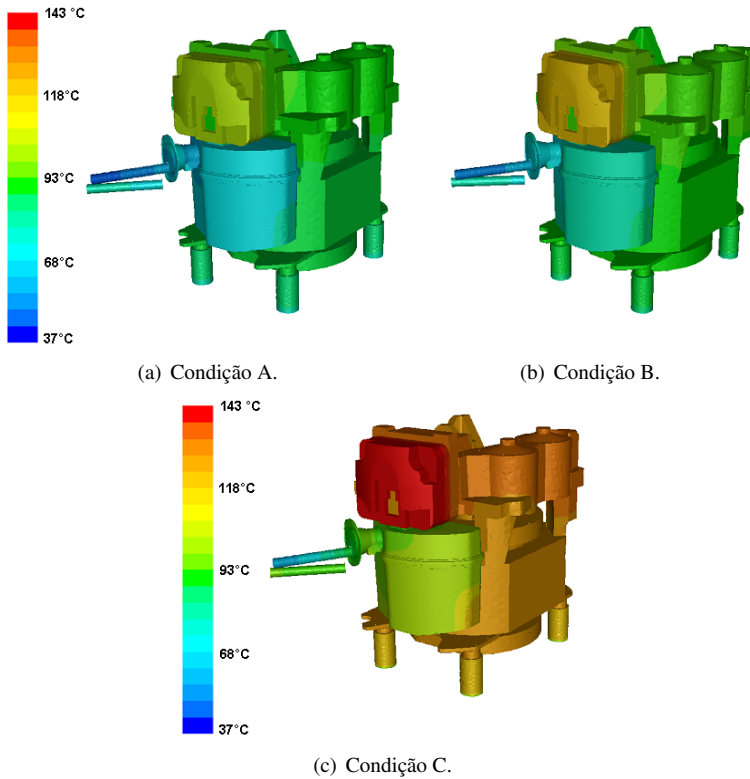


Figura 4.2 – Distribuição de temperaturas nos componentes sólidos do *kit* mecânico para as condições A, B e C.

convectivos envolvendo o escoamento de óleo ($H_{o_{s,i}}$) observa-se uma relativa diminuição de seus valores a partir da Condição A, que se deve à tendência de equilíbrio térmico entre o escoamento de óleo e superfície da carcaça à medida que se eleva o perfil térmico do compressor.

Comparações entre resultados numéricos e experimentais de temperatura em diferentes pontos do compressor são mostradas na Tabela 4.2 para fins de validação do modelo híbrido, embora medições não estejam disponíveis para todos os pontos indicados nas tabelas. No entanto, dados experimentais foram obtidos para regiões críticas do compressor como, por exemplo, do gás na câmara de sucção, superfície do cilindro de compressão e superfície do estator. De forma geral, há uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, especialmente quando se analisam as

Tabela 4.1 – Coeficientes de transferência de calor para as condições de operação A, B e C.

	Coeficientes de Transf. de Calor [W/m ² K]		
	Condição A	Condição B	Condição C
H_{MS}	8	8,6	11,9
H_{TMS}	75,6	76,4	112,1
H_{SC}	323,6	335,1	428,5
H_{DC}	84,8	89,7	126,4
H_{COMT}	238,5	254,5	367,8
H_{MD}	7,1	7,2	10,5
H_{BUN}	385,1	767,9	1408,3
$H_{s,EST}$	25,8	25,7	37,2
H_{ROT}	61,5	62,2	55,3
H_{BOB}	35,3	36,3	56,8
$H_{s,BLC}$	45,7	45,8	62,9
H_{MANIDC}	24,6	24,8	34,3
H_{MANIMS}	33,9	34,3	48,1
$H_{MANIMS,B}$	20,9	21,1	29,6
H_{MOLA}	16,8	17,1	23,8
H_{LAT}	22,5	22,5	33,9
H_{TAMP}	51,5	51,5	79,2
$H_{o,s,TAMP}$	426,2	418,7	394,1
$H_{o,s,LAT}$	403,8	397,3	361,4
$H_{o,s,EST}$	220,7	216,2	204,5
$H_{o,s,BLC}$	205,2	201,2	197,6
H_{CART}	123,5	121,2	106,9

tendências de variações das temperaturas quando são alteradas as condições de operação do compressor. A máxima diferença entre as previsões do modelo e as medições das condições A e B é 9,4°C e ocorre para o gás no ambiente interno inferior da carcaça. As regiões importantes para a caracterização do desempenho compressor, tais como a superfície do cilindro de compressão e o gás nas câmaras de sucção e de descarga, apresentam diferenças máximas absolutas de 9,1°C, 3,5°C e 5,2°C, respectivamente, sendo aceitáveis. A condição de operação C é um caso particular de simulação por representar uma condição extrema de operação do compressor. As variações do campo de temperatura são bem elevadas e podem alterar a viscosidade e, desta forma, o escoamento do óleo lubrificante. Em parte por estas questões, notam-se maiores divergências entre os resultados numérico e experimental para esta condição de operação, sendo que o máximo desvio de 12,8°C é verificado para o gás no ambiente interno inferior do carcaça.

Tabela 4.2 – Comparações de temperaturas em diversas regiões do compressor. Condições A, B e C.

Temperaturas	Condição A			Condição B			Condição C		
	Exp.	Num.	Δ	Exp.	Num.	Δ	Exp.	Num.	Δ
Gás no Tubo de Sucção (T_{TSC})	-	34,5	-	-	34,9	-	-	36,2	-
Gás no <i>muffler</i> de Sucção (T_{MS})	-	38,5	-	-	38,8	-	-	41,7	-
Gás no Tubo do <i>muffler</i> (T_{TMS})	-	37,9	-	-	38,8	-	-	45,9	-
Gás na Câmara de Sucção (T_{SC})	46,6	44,9	1,7	49,2	45,7	3,5	57,0	51,4	5,6
Superfície do Cilindro (T_{SCY})	91,9	85,9	6,0	102,4	93,3	9,1	124,4	123,3	1,1
Gás na Câmara de Descarga (T_{DC})	116,7	121,9	-5,2	129,9	133,9	-4,0	157,9	155	2,9
Gás no Tubo de Comunicação (T_{TC})	-	117,5	-	-	128,8	-	-	150,7	-
Gás no <i>muffler</i> de Descarga (T_{MD})	99,0	101,5	-2,5	108,9	111,0	-2,1	135,3	135,2	0,1
Gás no Tubo de Descarga (T_{BUN})	-	92,0	-	-	92,5	-	-	110,3	-
Gás no Tubo de Saída (T_{TDC})	-	89,9	-	-	90,6	-	-	108,9	-
Superfície Externa da Carcaça ($T_{CAR,ext}$)	63,8	67,4	-3,6	68,2	71,9	-3,7	84,8	95,4	-10,6
Superfície do Estator ($T_{S,EST}$)	80,2	79,9	0,3	86,6	87,1	-0,5	109,4	119,8	-10,4
Mancal (T_{MAN})	-	82,1	-	-	89,1	-	-	120,4	-
Gás no Ambiente Interno Superior (T_{AISUP})	78,8	84,4	-5,6	81,6	90,6	9,0	103,8	117,5	-13,7
Gás no Ambiente Interno Inferior (T_{AINF})	75,2	74,1	1,1	72,4	81,8	-9,4	102,1	114,9	-12,8
Óleo no Cáter (T_{CAR})	65,1	64,0	-1,1	69,4	69,7	0,3	87,1	95,9	-8,8

Os desvios observados na tabela 4.2 não se configuram em surpresas, considerando a complexidade do processo de transferência de calor no interior do compressor. De fato, a geometria complexa de alguns componentes, tais como *muffler* de sucção, câmara de descarga e *muffler* de descarga, estabelecem escoamentos com características muito distintas daquelas assumidas nas correlações de transferência de calor adotadas. Nessas geometrias podem estar presentes regiões de recirculação, regiões de expansão ou contração do escoamento, rugosidades nas superfícies, entre outras, que intensificam a transferência de calor.

Desta forma, fatores multiplicativos foram propostos para o número de Nusselt de forma a tornar os coeficientes de troca de calor mais em linha com as condições reais do escoamento nas diferentes regiões. Para explorar preliminarmente este aspecto, um procedimento de tentativa e erro foi adotado para ajustar os coeficientes de troca de calor para a condição de operação A, buscando minimizar as diferenças encontradas para as temperaturas. Ressalta-se que uma vez calibrados na condição A, esses fatores foram mantidos nas simulações das outras duas condições de operação.

A introdução de fatores iguais a 1,5, 3,4 e 14 nas correlações do *muffler* de sucção, da câmara de descarga e do *muffler* de descarga, respectivamente, permitiram a obtenção do campo de temperatura mais próximo das medições, como pode ser visto na tabela 4.3. Por exemplo, observa-se que o máximo desvio encontrado para as condições A e B ocorre no ambiente interno superior da carcaça, sendo igual a 6,2°C. Considerando o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga, os desvios máximos foram reduzidos para 4,1°C, 1,7°C e 2,2°C, respectivamente.

Para a condição C, nota-se também uma melhora dos resultados após os ajustes das correlações, com uma diferença máxima de 12,2°C sendo observada para o gás no ambiente interno inferior. No entanto, alguns desvios ainda mostram-se elevados, como para a superfície da carcaça e do estator. Logo, para condições críticas de operação, na qual se encontram altas razões de pressão, estima-se que alguns efeitos na modelagem podem apresentar-se diferentes das condições usuais, como por exemplo, para o efeito do óleo na transferência de calor, que será foco de maiores detalhamentos na seção 4.3.

Naturalmente, o procedimento de calibração das correlações necessita ser aperfeiçoado. Neste sentido, na seção 4.4, adota-se o projeto de experimentos (DoE - *Design of Experiments*) a fim de verificar inicialmente a influência de cada um desses coeficientes sobre os resultados do campo de temperatura do compressor. A partir dessa análise, a atenção pode ser então concentrada nos coeficientes mais influentes.

Tabela 4.3 – Comparações de temperaturas em diversas regiões do compressor com as correlações modificadas. Condições A, B e C

Temperaturas	Condição A			Condição B			Condição C		
	Exp.	Num.	Δ	Exp.	Num.	Δ	Exp.	Num.	Δ
Gás no Tubo de Sucção (T_{TSC})	-	34,6	-	-	34,8	-	-	36,2	-
Gás no <i>muffler</i> de Sucção (T_{MS})	-	39,3	-	-	39,7	-	-	41,7	-
Gás no Tubo do <i>muffler</i> (T_{TMS})	-	40,0	-	-	41,1	-	-	45,9	-
Gás na Câmara de Sucção (T_{SC})	46,6	46,6	0,0	49,2	47,5	-1,7	57,0	51,4	5,6
Superfície do Cilindro ($T_{S,CY}$)	91,9	92,0	0,1	102,4	98,3	-4,1	124,4	123,3	1,1
Gás na Câmara de Descarga (T_{DC})	116,70	118,9	-2,2	129,9	128,4	-1,5	157,9	155,0	2,9
Gás no Tubo de Comunicação (T_{TC})	-	114,7	-	-	123,7	-	-	150,6	-
Gás no <i>muffler</i> de Descarga (T_{MD})	99,0	100,0	1,0	108,9	106,9	2,0	135,3	135,2	0,1
Gás no Tubo de Descarga (T_{BUN})	-	92,0	-	-	92,0	-	-	110,3	-
Gás no Tubo de Saída (T_{TDC})	-	89,9	-	-	90,1	-	-	108,9	-
Superfície Externa da Carcaça ($T_{CAR,ext}$)	63,8	68,3	-4,5	68,2	70,9	-2,7	84,8	95,9	-11,1
Superfície do Estator ($T_{S,EST}$)	80,2	81,9	-1,7	86,6	86,8	-0,2	109,4	119,8	-10,4
Mancal (T_{MAN})	-	84,6	-	-	89,6	-	-	120,4	-
Gás no Ambiente Interno Superior ($T_{AI,SUP}$)	78,8	85,0	-6,2	81,6	81,6	0,0	108,3	117,5	-9,2
Gás no Ambiente Interno Inferior ($T_{AI,INF}$)	75,2	74,9	0,3	72,4	72,4	0,0	102,1	114,5	-12,2
Óleo no Cáter (T_{CAR})	65,1	65,5	-0,4	69,4	69,7	-0,3	87,1	95,9	-8,8

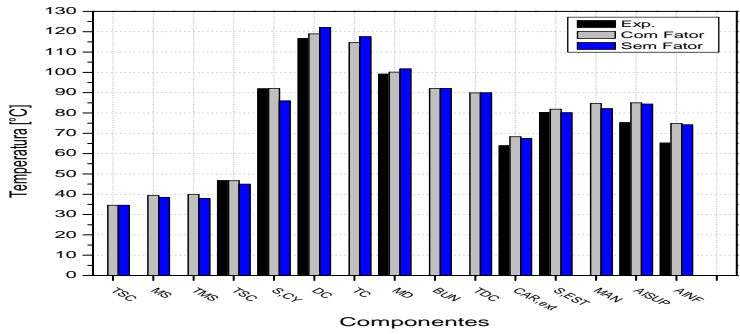
A Figura 4.3 apresenta comparações adicionais entre resultados numéricos e experimentais de temperatura em diferentes regiões do compressor e nas três condições de operação, considerando os coeficientes de troca de calor com e sem os fatores multiplicativos indicados anteriormente. Nestas figuras, as temperaturas relativas ao gás são mostradas em posições ao longo do escoamento, desde a entrada no tubo de sucção (T_{TSC}) até a saída no tubo de descarga (T_{TDC}). Complementam as figuras, resultados para temperaturas médias da superfície externa da carcaça (T_{CAR}), do estator (T_{MOT}) e do mancal (T_{MAN}), bem como para o gás nos ambientes internos superior (T_{AISUP}) e inferior (T_{AINF}) da carcaça.

Como esperado, as maiores temperaturas ao longo do escoamento ocorrem no sistema de compressão, seguido pelo sistema de descarga. As menores temperaturas são associadas ao sistema de sucção, enquanto que o ambiente interno do compressor apresenta níveis intermediários de temperatura, sendo assim bastante participante na troca térmica entre o sistema de descarga e o sistema de sucção.

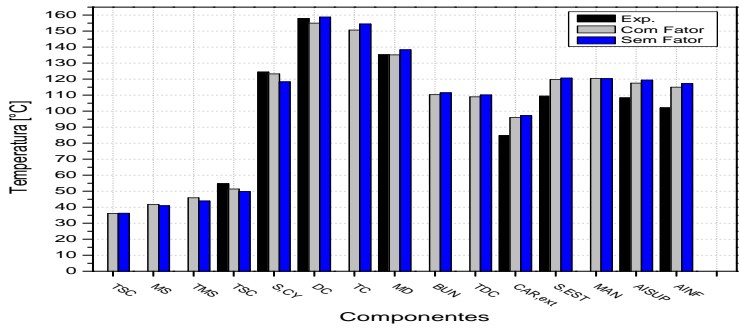
Comparações entre os resultados numéricos e experimentais também foram realizadas em diferentes regiões das superfícies interna e externa da carcaça, Figuras 4.4 a Figura 4.6. Por estas figuras, notam-se temperaturas mais elevadas nas regiões da tampa, seguidas pelas regiões da lateral e do fundo. Isto ocorre porque a câmara de compressão está situada no ambiente superior da carcaça e também pelo fato de que o óleo quente que deixa o sistema de bombeamento impinge na forma de um jato contra a parede superior da carcaça. De forma geral, observa-se uma boa concordância entre os resultados nas diversas regiões da carcaça, embora o modelo preveja valores de temperatura um pouco maiores do que os indicados pelos dados experimentais.

Esta diferença pode ser entendida ao se analisar o comportamento do óleo lubrificante para o caso real de operação, onde os fenômenos de transferência de calor são observados com mais relevância devido à forma de contato com as paredes laterais e principalmente na região da tampa, na qual se infere que em algumas regiões a troca térmica ocorre quase que exclusivamente com o óleo, sem a referência do ambiente interno, como é proposto no trabalho numérico. Dessa forma, os fluxos de calor nestas regiões tendem a ser relativamente maiores, o que causa consequentemente, uma redução das suas temperaturas.

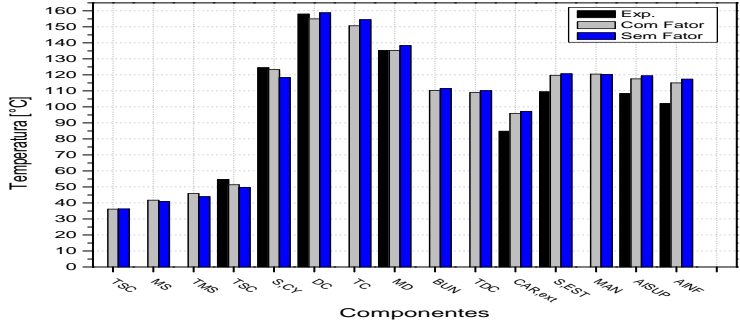
A Figura 4.7 apresenta as taxas de transferência de calor nas regiões da tampa, lateral e fundo da superfície interna da carcaça para a condição de operação A. Estas taxas são quantificadas pela troca térmica entre o ambiente interno do compressor e a carcaça mais a quantidade de calor envolvendo o escoamento de óleo nestas regiões. Da taxa total envolvida (102,3 W), 47,8 W



(a) Condição A.



(b) Condição B.



(c) Condição C.

Figura 4.3 – Comparações dos resultados obtidos com e sem utilização de fatores multiplicativos para os cálculos de Nu nas condições A,B e C.

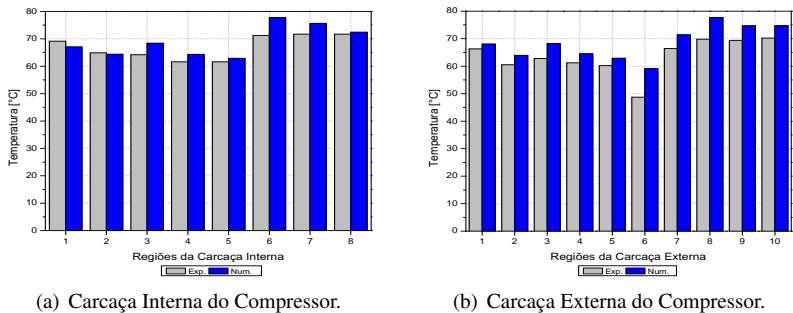


Figura 4.4 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação A.

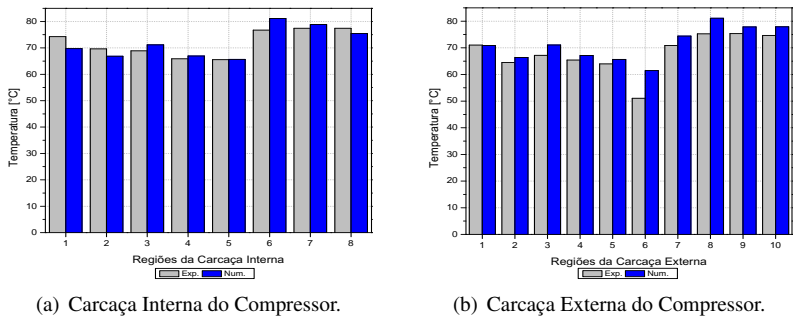


Figura 4.5 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação B.

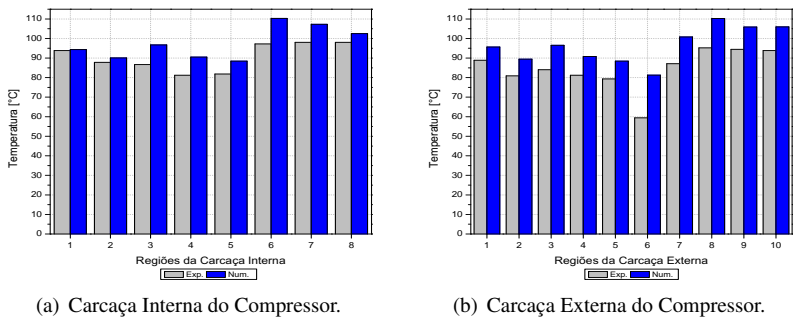


Figura 4.6 – Distribuição de temperaturas nas regiões da carcaça para condição de operação C.

é referente à taxa de calor carregada pelo óleo. Nota-se que a maior rejeição de calor acontece na região lateral do compressor (48,6% do total), devido a maior área de troca térmica, seguida pelas regiões da tampa e do fundo.

As medições de Dutra (2008) indicam a mesma ordem de importância: região lateral (44W; 49%), região da tampa (34W; 37%) e região do fundo (12W; 14%), totalizando 90W.

Da comparação com os resultados de Dutra (2008) observa-se uma diferença de 12,3 W para o calor total dissipado na carcaça interna. Isto se deve pela diferença encontradas nas medições para o calor integral nas regiões da carcaça interna e externa, onde segundo o autor se deve principalmente a dois fatores: i) correção da parcela de radiação e ii) divisão das áreas na superfície externa da carcaça, que pode influenciar nas medições dos fluxos pelos SFC's.

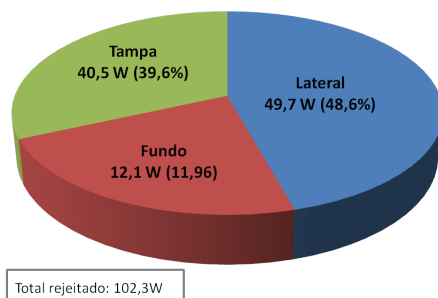


Figura 4.7 – Distribuição das taxas de transferência de calor envolvendo as regiões da carcaça interna para condição de operação A.

A partir dos resultados para superfície externa da carcaça, Figura 4.8, nota-se também uma maior troca de calor na região lateral da carcaça, decorrente da maior área de troca e do escoamento de ar sobre a superfície promovido no ambiente de teste do calorímetro. Os dados experimentais de Dutra (2008) indicam as seguintes proporções para a troca de calor na superfície externa da carcaça: região da tampa (20W; 19%); região lateral (51W; 50%), flange (15W, 15%) e região do fundo (16W, 16%), totalizando 102W. Percebe-se da Figura 4.8 que os resultados numéricos estão em boa concordância com as medições.

Deve ser mencionado que esta concordância se deve em parte ao fato de que os coeficientes de transferência de calor do modelo foram calibrados para se adequar com os resultados obtidos pelas análises de Dutra, que ocorreu desta maneira devido a dificuldade em se caracterizar tais coeficientes com a utilização de correlações da literatura, principalmente pelo fato de não se

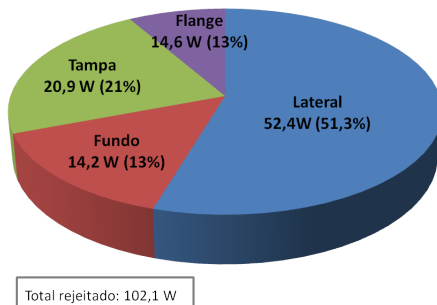


Figura 4.8 – Distribuição das taxas de transferência de calor envolvendo as regiões da carcaça externa para condição de operação A.

conhecer a distribuição de velocidade para o fluxo de ar existente no interior do calorímetro.

O balanço de energia para o compressor, $\dot{Q}_{CARC} = \dot{m}(h_{suc} - h_{desc}) + \dot{W}_c$, fornece valores para \dot{Q}_{CARC} bastante próximos do fluxo de calor obtido para a carcaça com o modelo híbrido.

4.3 Influência do Óleo Lubrificante sobre o Perfil Térmico do Compressor

Expostos os resultados para o perfil de temperatura nas condições de operação A, B e C, procede-se nesta seção uma análise da influência do escoamento de óleo lubrificante sobre a transferência de calor na carcaça e nos componentes internos do compressor. O modelo híbrido de simulação térmica caracteriza o escoamento de óleo através da vazão mássica e de suas proporções sobre a carcaça e o kit mecânico, conforme exposto na seção 3.5. O objetivo principal é a verificação da sensibilidade dos resultados do perfil térmico do compressor em relação a esses parâmetros do escoamento de óleo, de forma a se identificar a eventual necessidade de aprimoramento do modelo híbrido.

Devido ao projeto do sistema de bombeamento, uma maior vazão de óleo é descarregada na forma de uma voluta que impinge contra a superfície interna superior da carcaça, formando um filme de óleo descendente sobre as laterais até alcançar o cárter no fundo do compressor. A porção restante de óleo retorna ao cárter sobre os componentes do kit mecânico do compressor, através de respingos, ou gotejamento, de óleo oriundos da região superior

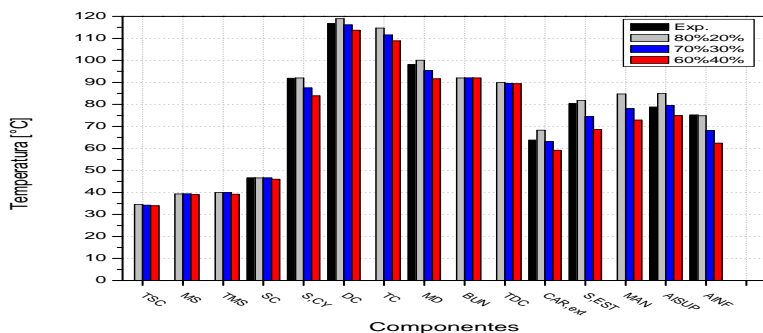
da carcaça e também pela configuração geométrica da bomba, a qual possui orifícios secundários para o suprimento de óleo como, por exemplo, na região conhecida como respiro (Figura 1.5).

Em função da complexidade do escoamento do óleo, a predição das proporções de vazão de óleo sobre a carcaça e os componentes do *kit* é uma tarefa difícil. Nos resultados apresentados anteriormente, prescreveu-se que 80% da vazão de óleo escoava sobre a carcaça e o restante (20%) escoava sobre os componentes do *kit*. Nesta seção, avalia-se o efeito da incerteza associada à determinação desta proporção, considerando uma vazão total de 250 ml/min de óleo.

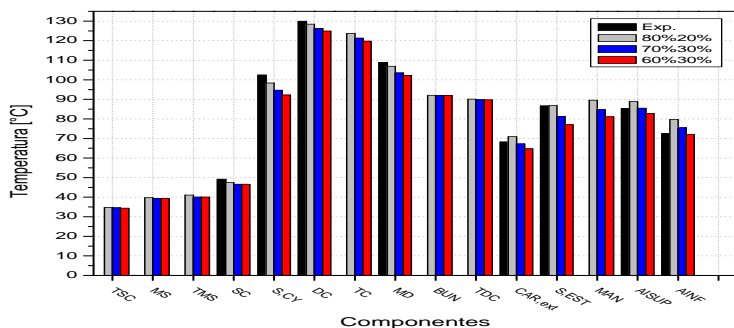
A Figura 4.9(a) a (c), apresentam os resultados de temperatura em diferentes partes do compressor nas condições de operação A, B e C, em função da prescrição de três diferentes proporções de óleo sobre a carcaça e o *kit*: 80%-20%; 70%-30% e 60%-40%. Nota-se que o aumento da vazão de óleo sobre os componentes do *kit*, diminui-se o perfil térmico do compressor, principalmente na condição de operação A, com uma variação máxima de 13,3°C para a temperatura do estator, quando a proporção passa de 80%-20% para 60%-40%. Nas outras condições de operação (B e C), observa-se também uma redução do perfil térmico com o aumento da vazão de óleo sobre os componentes do *kit*. Por exemplo, variando-se a proporção de 80%-20% para 60%-40%, resulta em reduções máximas de temperatura de 9,6°C para a condição B e 10°C para a condição C, ambas no estator.

A tendência de redução das temperaturas de componentes do *kit* era esperada, uma vez que o aumento da vazão e da espessura do filme de óleo nessa região aumenta a troca de calor e, assim, aumentando o resfriamento dos componentes do *kit*, em comparação à situação de referência (80%-20%). Por outro lado, a menor vazão na superfície da carcaça ocasiona uma menor liberação de calor do óleo, contribuindo para a diminuição da temperatura da parede.

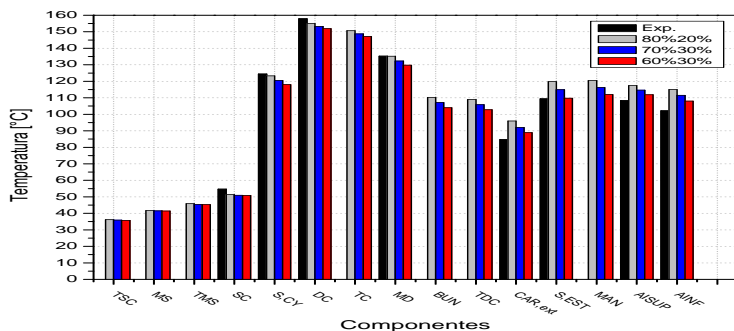
Deve ser observado que a proporção que melhor ajusta os resultados do modelo aos dados experimentais corresponde a 80%-20% nas condições de operação A e B. Para a condição de operação C, a melhor concordância é obtida quando a proporção é alterada para 60%-40%. As diferenças entre os resultados numérico e experimental indicadas na Tabela 4.3 se referem ao modelo com a proporção definida em 80%-20%. A diferença máxima entre as previsões e as medições para a condição C é de 12,2°C, mas fica em torno de 6,1°C quando a proporção da vazão é modificada para 60%-40%. Isto sugere que a alteração do perfil térmico do compressor, causada pela mudança da condição de operação, pode modificar a proporção da vazão de óleo sobre a carcaça e os componentes do *kit*, devido ao fato de que a viscosidade do óleo é função da temperatura.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.9 – Influência das frações de óleo sob a carcaça e componentes internos: (a) Condição A; (b) Condição B; (c) Condição C.

Finalmente, deve ser mencionado que no modelo de simulação térmica de Pizarro (2007) a melhor concordância entre os resultados numéricos e experimentais foi encontrada para a proporção 60%-40% nas condições $-23^{\circ}\text{C}/54^{\circ}\text{C}$ e $-10^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$. A diferença entre as proporções requeridas no presente modelo e no modelo de Pizarro (2007) denota o caráter sensível e complexo da inserção do óleo na transferência de calor no compressor, bem como das formulações adotadas para descrever as transferência de calor no gás e nos componentes sólidos.

Outro aspecto do modelo investigado foi a vazão total de óleo bombeada, estabelecida como sendo igual a 250 ml/min. Para tanto, a proporção da vazão na carcaça e no *kit* foi fixada em 80%-20%, enquanto uma variação de $\pm 20\%$ foi adotada em torno do valor nominal, resultando em 200 ml/min e 300 ml/min. Considerando-se esta faixa de vazão, não se observou diferenças significativas nos resultados de temperatura obtidos com o modelo, com a máxima diferença ficando em $0,3^{\circ}\text{C}$. Pizarro (2007) também efetuou uma análise similar para a condição de operação $-23^{\circ}\text{C}/54^{\circ}\text{C}$ e verificou uma variação de máximo $1,4^{\circ}\text{C}$ nas temperaturas.

4.4 Influência dos Coeficientes de Transferência Convectiva de Calor

Conforme mostrado anteriormente, algumas correlações podem fornecer valores de coeficientes de transferência convectiva de calor bastante afastados da situação real. Isto foi evidenciado através das diferenças entre os resultados obtidos com o uso de correlações com e sem ajustes de fatores multiplicativos, Tabelas 4.2 e 4.3, em regiões de geometrias complexas (*muffler* de sucção, câmara de descarga e *muffler* de descarga).

Em função disto, aplica-se a técnica estatística de projetos de experimentos (DoE - *Design of Experiments*) para avaliar a sensibilidade dos resultados do modelo em relação a variações dos coeficientes de transferência de calor. O objetivo é identificar os coeficientes mais influentes sobre os resultados de regiões críticas para o desempenho do compressor, como forma de se ter um procedimento sistemático para futuras melhorias do modelo. A seguir são expostos alguns conceitos básicos do DoE e os principais resultados obtidos de sua aplicação na análise do modelo híbrido de simulação térmica.

4.4.1 Projeto de Experimentos - DoE

O projeto de experimentos (DoE) é um procedimento estatístico bastante utilizado a fim de se investigar a influência (ou sensibilidade) de diversas variáveis sobre os resultados de um dado sistema ou processo. Em geral, são realizados experimentos para se determinar a influência de diversos fatores no resultado, com o propósito de revelar a resposta de uma variável a mudanças em outras variáveis. Em tais experimentos, cada tratamento é formado pela combinação de valores específicos, chamados de níveis, de cada um dos fatores, formando uma matriz de experimentos que servirá para se analisar as respostas. A existência de k fatores (ou variáveis), cada um com l níveis em seus valores, requer a realização de l^k experimentos, referenciado como planejamento fatorial completo (Figura 4.10).

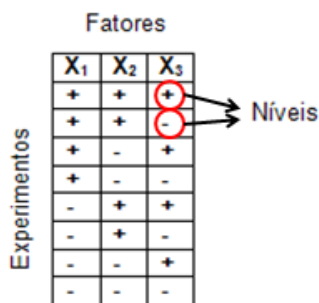


Figura 4.10 – Esquema de um planejamento fatorial completo de 2 níveis e 3 fatores.

No planejamento fatorial completo são investigadas todas as combinações possíveis para os níveis dos fatores, sendo que os sinais negativo (-) e positivo (+) indicam os menores e os maiores valores que podem ser assumidos pelo fator. Assim, percebe-se que o número de experimentos aumenta exponencialmente com o número de fatores, podendo tornar inviável a análise de problemas com vários fatores. Em tais situações, a aplicação do Planejamento Fatorial Fracionado é mais conveniente, permitindo a diminuição do número de experimentos requerido no DoE.

Montgomery (2004) apresenta um detalhamento do DoE, distinguindo efeitos principais e de interação. O efeito principal surge da mudança da variável resposta produzida pela mudança no nível do fator de controle e o efeito de interação é a situação na qual o efeito de um fator depende do nível de outro fator, podendo inclusive haver interações de três ou mais fatores. Montgomery (2004) afirma que ao se elevar o número k de fatores, o número de interações de ordem mais alta aumenta consideravelmente, porém,

frequentemente, há pouco interesse em tais considerações, particularmente no início da investigação do problema. Logo, ao se considerar que interações de ordens mais altas são negligenciáveis, um planejamento fatorial fracionado, envolvendo menos experimentos que um fatorial completo, 2^k , pode ser usado para obtenção de análises sobre os efeitos principais e as interações de ordem mais baixas.

De modo geral, o planejamento fatorial completo, 2^k , pode ser combinado à fração $1/2^p$ ($p < k$), a fim de formar o planejamento fatorial fracionado, 2^{k-p} . Por exemplo, quando se deseja reduzir os experimentos para 1/4 do número original de experimentos, adota-se um planejamento 2^{k-2} , e para uma redução de 1/8, adota-se um planejamento 2^{k-3} e assim por diante. Procedendo desta forma, projetos fatoriais com elevado número de variáveis podem ser reduzidos, ou melhor, fracionados.

Dentro deste procedimento, existem alguns tipos de DoE que se diferenciam pelo efeito que é produzido nos fatores principais e de interação, referenciados pelo termo resolução III, IV ou V (MONTGOMERY, 2004):

1. **Resolução do tipo III:** os efeitos principais não estão confundidos entre si, mas estão confundidos com interações de segunda ordem;
2. **Resolução do tipo IV:** os efeitos principais não estão confundidos entre si e nem com interações de segunda ordem, mas estas podem estar confundidas entre si;
3. **Resolução do tipo V:** os efeitos principais e as interações de segunda ordem não estão confundidos entre si, mas somente com interações de ordem superior.

De forma geral, estas resoluções estão associadas à quantidade de ensaios atribuídos à análise fracionada, na qual, para um procedimento preliminar é aconselhável se avaliar primeiramente os efeitos dos fatores principais (nível III) para posteriormente seguir para análises de interação entre os fatores, dadas pelas resoluções mais altas (IV e V).

4.4.2 Aplicação de DoE no Modelo Híbrido

Os resultados da seção 4.2 mostraram que o modelo híbrido é um método útil para a previsão das temperaturas em diferentes regiões do compressor, mas necessita correlações para estimativas de coeficientes de transferência convectiva de calor (H_i). A aplicação do DoE visa analisar a influência de variações nesses coeficientes sobre algumas variáveis de resposta, tais como as temperaturas em regiões que afetam com significância o desempenho do compressor. O procedimento adotado analisou dois níveis

(- e +) dos coeficientes de troca de calor, obtidos pela variação de $\pm 30\%$ em torno dos valores adotados no modelo híbrido calibrado (conforme fatores multiplicativos).

Inicialmente, o DoE é utilizado em uma análise exploratória para determinar os coeficientes H_i que são mais influentes sobre os resultados de interesse. Esses coeficientes são então selecionados para um estudo mais detalhado, de maior resolução. Convém ressaltar que o DoE utilizado nesse trabalho é aplicado em simulações numéricas e, ao contrário de medições, obtém-se a mesma sequência aleatória sem a necessidade de replicações do experimento.

A Figura 4.11 mostra o esquema de aplicação da técnica no modelo híbrido, onde a partir de um conjunto de entradas (condições de operação, características físicas e geométricas, etc) são introduzidas variações nos fatores controláveis (coeficientes H_i) para verificação do DoE frente às saídas, representadas neste caso por temperaturas em algumas regiões críticas.

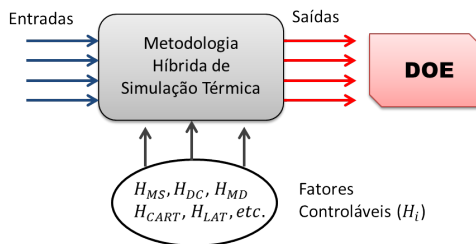


Figura 4.11 – Identificação dos fatores para aplicação do DoE.

Dez fatores (coeficientes H_i) são considerados na avaliação do DoE: H_{MS} , H_{DC} , H_{MD} , H_{MANIMS} , H_{MANIDC} , H_{EST} , H_{BLC} , H_{CART} , H_{LAT} e H_{TAMP} . De acordo com observações práticas, essas são as variáveis mais influentes no modelo. Como dados de saída, selecionaram-se temperaturas particularmente importantes no desempenho do compressor, representadas pela temperatura do gás na câmara de sucção, T_{SC} , temperatura do gás na câmara de descarga, T_{DC} , temperatura da superfície do cilindro de compressão, T_{SCY} , e temperatura da superfície do estator, T_{SEST} . A Figura 4.12 ilustra a etapa do DoE propriamente dito, mostrando que a partir da matriz de simulação, X , analisam-se as respostas, Y .

A aplicação do DoE foi realizada com o auxílio do código MINITAB, v. 16, bastante empregado em análises estatísticas. O código MINITAB permite a geração das matrizes de experimentação requerida para os testes, bem como a análise dos resultados através da geração de gráficos e diagramas

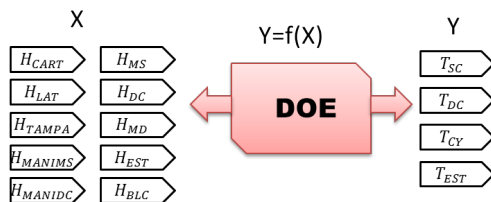


Figura 4.12 – Aplicação do DoE no modelo híbrido.

característicos, assim também como a possibilidade de se efetuar análises de otimização.

Uma vez listados os 10 fatores controláveis e os 2 níveis para testes de sensibilidade, gera-se a matriz de simulações. Montgomery (2004) ressalta que as resoluções de maior interesse são as de números III, IV e V e recomenda a aplicação da maior resolução possível. Porém, se o número de fatores a serem investigados for elevado, modelos de menor resolução podem também oferecer informações úteis a um custo de processamento bem menor.

Considerando o número de 10 fatores no problema proposto, escolheu-se o procedimento fatorial fracionado, 2^{k-p} , de forma a reduzir o número de casos a simular. De fato, a adoção do fatorial completo requereria 1024 ($=2^{10}$) simulações. Assim, escolheu-se uma fração $p = 6$, resultando em 16 simulações do modelo, com uma resolução III. Este procedimento permite uma análise exploratória do modelo de forma a identificar os fatores mais importantes e reduzir o tempo de processamento nas simulações.

Com base nos resultados do primeiro procedimento, pode-se reduzir o número de fatores e, assim, realizar um novo procedimento com maior resolução. Ou seja, o primeiro procedimento possibilita identificar alguns fatores cujas influências sobre as variáveis de resposta podem ser negligenciadas. Logo, os maiores esforços nas análises podem ser concentrados nos fatores realmente importantes. No segundo procedimento, diminuiu-se o número de fatores de 10 para 6, e aplica-se um modelo de resolução IV. Os resultados dessas análises e as conclusões referentes à aplicação do DoE são expostos na seção a seguir.

4.4.3 Análises de Influências

Conforme citado anteriormente, o objetivo principal da aplicação de um planejamento fatorial fracionado é identificar as variáveis de maior influência sobre os parâmetros de saída. No presente trabalho, as análises do DoE se detiveram em verificar as variações dos dados de saída, ou seja, temperaturas,

em relação a variações nos valores dos coeficientes de transferência de calor. Os resultados aqui analisados se referem à condição de operação A, mas as conclusões podem ser estendidas para as demais condições de operação.

A principal ferramenta utilizada na análise das influências dos coeficientes H_i é o diagrama de Pareto (Montgomery, 2004), permitindo a comparação da magnitude relativa da influência dos diversos fatores (H_i). As Figuras 4.13(a) a (d) mostram os diagramas de Pareto referentes ao primeiro procedimento, com 10 fatores e resolução III, com a identificação das influências dos coeficientes de transferência de calor sobre as temperaturas T_{SC} , T_{DC} , $T_{S,CY}$ e $T_{S,EST}$. Qualquer fator, ou interação de fatores, que se estende além da linha de referência vermelha traçada nesses diagramas é considerado importante e não pode ser descartado em análises mais refinadas. Estas linhas são criadas através do método de LENTH (1989).

Pela Figura 4.13(a), nota-se que para a temperatura do gás na câmara de sucção os coeficientes mais relevantes para sua caracterização são, em ordem de importância: H_{MS} e H_{MAMIMS} . Para a temperatura do gás na câmara de descarga, Figura 4.13(b), o coeficiente mais relevante é H_{DC} . Para a temperatura da parede do cilindro, Figura 4.14(a), os coeficientes mais relevantes são: H_{DC} , H_{CART} , H_{LAT} e H_{BLC} . Finalmente, para a temperatura do motor, Figura 4.14(b), os coeficientes mais relevantes são H_{CART} e H_{LAT} .

Uma informação importante observada nas Figuras 4.13 e 4.14 diz respeito à observação de uma pequena influência de alguns fatores na determinação de tais temperaturas. De acordo com os diagramas, os coeficientes de transferência de calor na superfície do estator, $H_{S,EST}$, na superfície do cabeçote, H_{MANIDC} , na região interna da tampa, H_{TAMP} , e no interior do *muffler* de descarga, H_{MD} , são de pouca influência nos resultados, evidenciado pela pequena magnitude nas barras correspondentes aos diagramas de Pareto. Sob este pressuposto, procede-se a realização do segundo procedimento, na qual são negligenciados os fatores $H_{S,EST}$, H_{MANIDC} , H_{TAMP} e H_{MD} na análise de DoE. Com isto, há a possibilidade de se inferir uma melhor resolução para os testes realizados, onde ao passar de 10 fatores para 6, mantendo-se o número de simulações em 16, aumenta-se o nível de resolução para IV. O principal benefício em se aumentar a resolução se deve à melhor caracterização de interações que ocorrem com os coeficientes, onde quanto maior a resolução, maior a captação dos efeitos que envolvem as interações entre os fatores.

Nas Figuras 4.15 e 4.16 são expostos os diagramas de Pareto para este segundo procedimento.

Comparando os resultados entre os dois procedimentos, observam-se mudanças significativas para os fatores de maior importância. Para a temperatura do gás na câmara de sucção, todos os 6 fatores relacionados

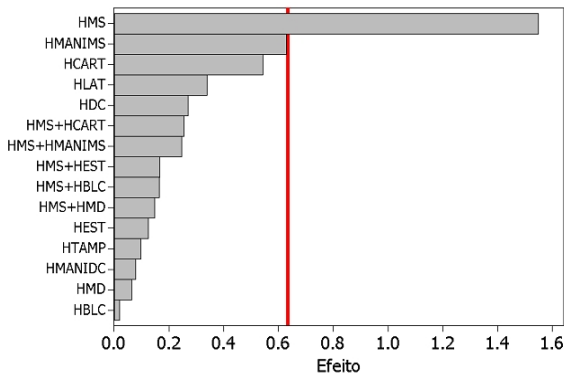
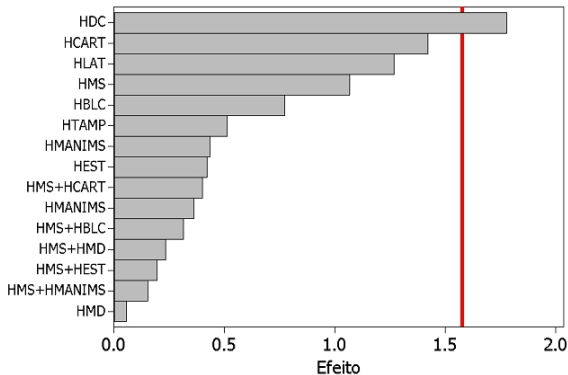
(a) Diagrama de Pareto para T_{SC} .(b) Diagrama de Pareto para T_{DC} .

Figura 4.13 – Diagramas de Pareto para o gás no interior das câmaras (Primeiro Procedimento).

(H_{MS} , H_{MANIMS} , H_{CART} , H_{LAT} , H_{BLC} e H_{DC}) mostraram-se relevantes, assim também como os efeitos de interação entre alguns fatores. Da mesma forma, para as outras temperaturas (T_{DC} , $T_{S,CY}$ e $T_{S,EST}$) a maioria dos 6 fatores avaliados se mostram relevantes na simulação térmica do compressor.

A diferença entre os dois procedimentos realizados é consistente com os conceitos das resoluções expostos anteriormente. Para o primeiro procedimento (Figuras 4.13 e 4.14), de menor resolução, verifica-se o confundimento entre os efeitos principais e de segunda ordem, o que torna os resultados influentes apenas sobre alguns fatores principais. Por outro lado, com o segundo procedimento, de maior resolução, os resultados do DoE

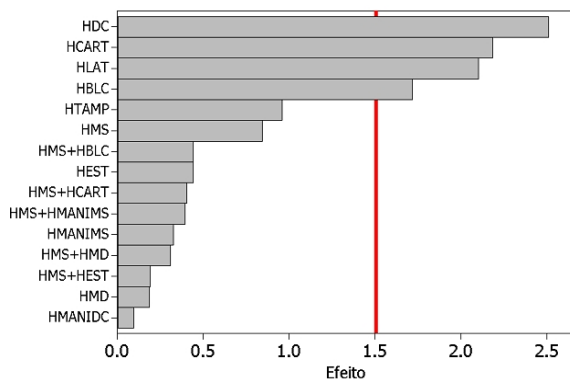
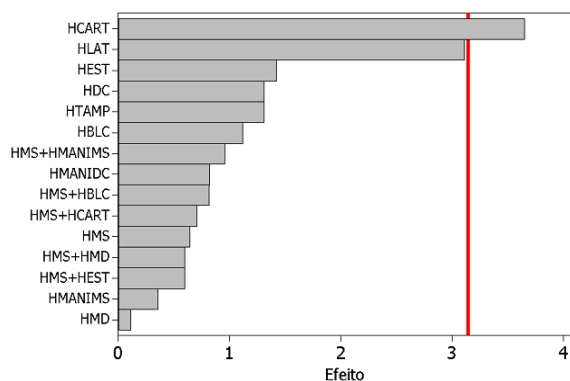
(a) Diagrama de Pareto para $T_{S,CY}$.(b) Diagrama de Pareto para $T_{S,EST}$.

Figura 4.14 – Diagramas de Pareto para os componentes sólidos (Primeiro Procedimento).

mostraram-se mais distribuídos quanto a importância dos fatores, já que os efeitos principais não estão confundidos com interações de segunda ordem.

Com base no segundo procedimento, as Figuras 4.17 e 4.18 apresentam gráficos de contorno das respostas do DoE para o gás no interior das câmaras e para as superfícies sólidas, respectivamente. Nestas Figuras, pode-se observar os efeitos dos fatores mais importantes em uma análise 2-D, como na variação das temperaturas em função das variações dos fatores em $\pm 30\%$ a partir de um valor nominal localizado nos pontos médios dos eixos horizontais e verticais.

A Tabela 4.4 resume os resultados para as análises de DoE dos fatores principais para as respectivas temperaturas. Observa-se a importância de

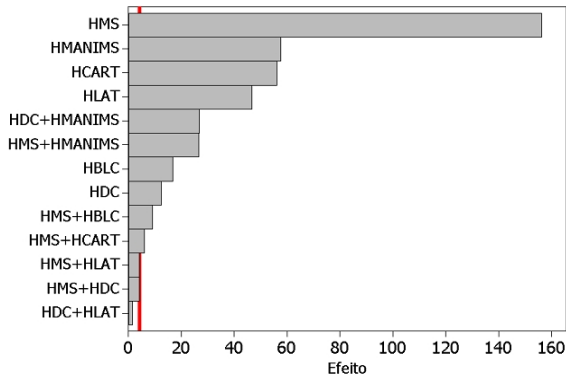
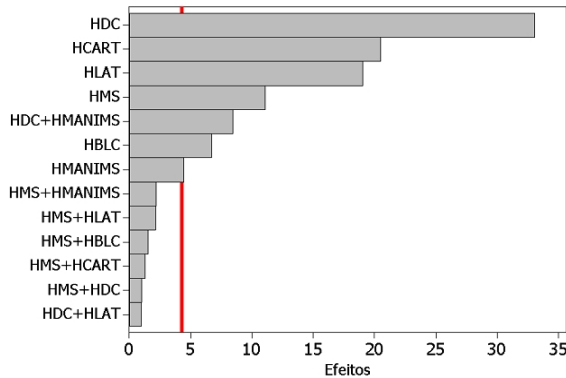
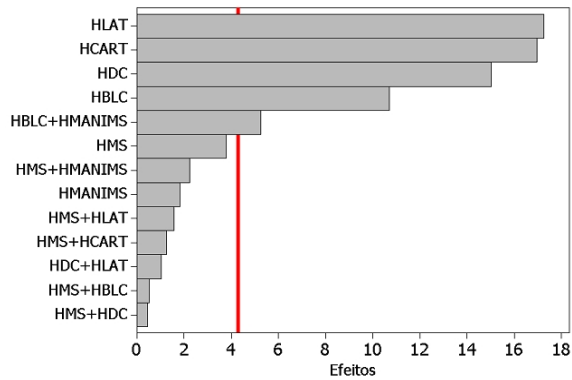
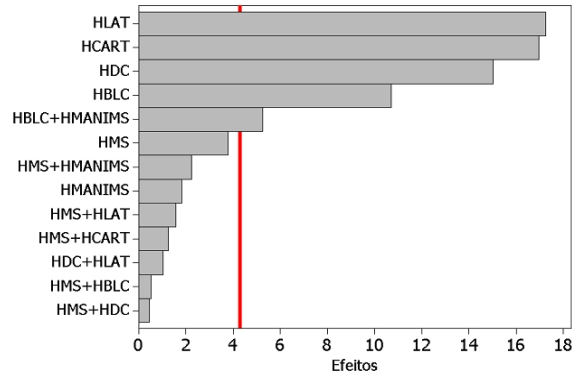
(a) Diagrama de Pareto para T_{SC} .(b) Diagrama de Pareto para T_{DC} .

Figura 4.15 — Diagramas de Pareto para o gás no interior das câmaras (Segundo Procedimento).

todos os coeficientes relacionados com o escoamento do gás no interior das câmaras, com exceção do volume interno do *muffler* de descarga. Algumas regiões onde há convecção externa são denotadas como de maiores importância, como ocorre para a região do cárter, H_{CART} , lateral interna da carcaça, H_{LAT} , e da superfície externa do *muffler* de sucção, H_{MANIMS} .



(a) Diagrama de Pareto para $T_{S,CY}$.



(b) Diagrama de Pareto para $T_{S,EST}$.

Figura 4.16 – Diagramas de Pareto para os componentes sólidos (Segundo Procedimento).

Tabela 4.4 – Fatores relevantes segundo aplicação de DoE.

Resposta	Fatores mais relevantes
T_{SC}	$H_{MS}, H_{MANIMS}, H_{CART}, H_{LAT}$ e H_{BLC}
T_{DC}	$H_{DC}, H_{CART}, H_{LAT}, H_{MS}$ e H_{BLC}
$T_{S,CY}$	$H_{LAT}, H_{CART}, H_{DC}$ e H_{BLC}
$T_{S,EST}$	$H_{LAT}, H_{CART}, H_{DC}$ e H_{BLC}

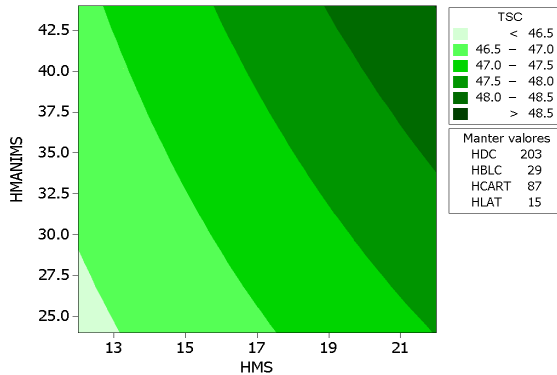
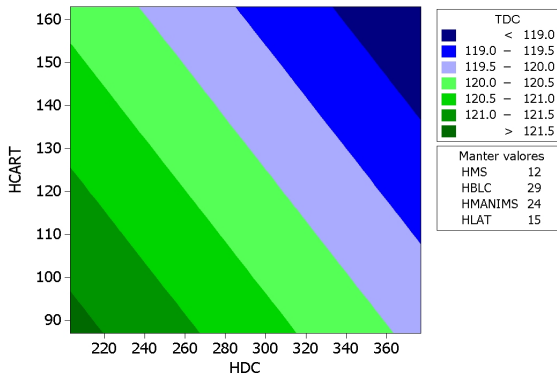
(a) Gráfico de contorno para T_{SC} .(b) Gráfico de contorno para T_{DC} .

Figura 4.17 – Gráficos de contorno para o gás no interior das câmaras.

4.4.4 Calibração de Coeficientes H_i através de Procedimento de Otimização

Na seção 4.2, houve a necessidade de se introduzirem fatores multiplicativos para os coeficientes H_i no *muffler* de sucção, na câmara de descarga e no *muffler* de descarga, de forma a melhorar a concordância entre os resultados numéricos e experimentais. Isto sugere a necessidade de estimativas de H_i mais adequadas para essas regiões do compressor. Uma alternativa para isto se dá com a realização de simulações numéricas do escoamento e da transferência de calor com o emprego de formulação diferencial. Outra opção é adotar um procedimento de otimização a fim de

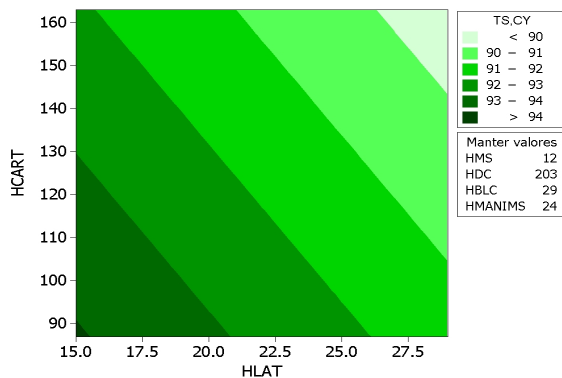
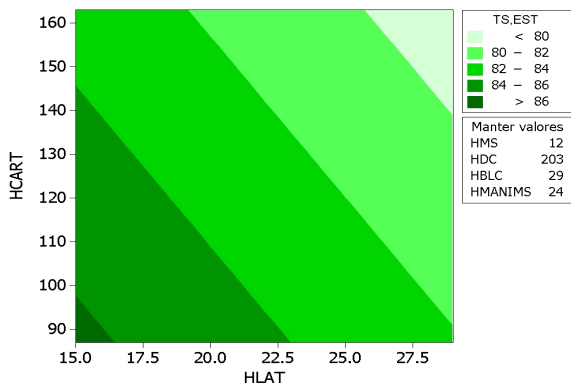
(a) Gráfico de contorno para $T_{S,CY}$.(b) Gráfico de contorno para $T_{S,EST}$.

Figura 4.18 – Gráficos de contorno para superfícies sólidas dos componentes.

se determinar os valores ótimos para os coeficientes H_i que permitem atingir objetivos para os valores da temperatura em algumas regiões, evidenciados por medições:

- Alvo para a temperatura T_{SC} : $(46 \pm 1)^\circ\text{C}$
- Alvo para a temperatura T_{DC} : $(116 \pm 1)^\circ\text{C}$
- Alvo para a temperatura $T_{S,CY}$: $(91 \pm 1)^\circ\text{C}$
- Alvo para a temperatura $T_{S,EST}$: $(80 \pm 1)^\circ\text{C}$

Definidos esses objetivos no código MINITAB, gera-se um conjunto de respostas otimizadas que atende os parâmetros estatísticos do DoE. É utilizado o algoritmo *Desirability* (ou Desejabilidade), criado originalmente por Harrington (1965) e, posteriormente, aprimorado por Derringer (1980). De forma geral, este método mostra como está o atendimento da combinação dos objetivos, transformando cada resposta do conjunto original do DoE em um valor d_i tal que $0 \leq d_i \leq 1$, onde 1 é o valor desejável e 0 indesejável. Posteriormente, combinando-se através de uma média geométrica os valores d_i obtidos da transformação das respostas, obtêm-se o índice global D .

A Figura 4.19 apresenta os resultados deste procedimento, onde os números em vermelho são os valores de H_i otimizados e em azul, na primeira coluna, as temperaturas encontradas. Ressalta-se que os resultados obtidos neste procedimento se referem aos resultados obtidos pelo DoE, onde desta forma, é possível de se estimar resultados para as temperaturas sem a necessidade de resolver o modelo híbrido.

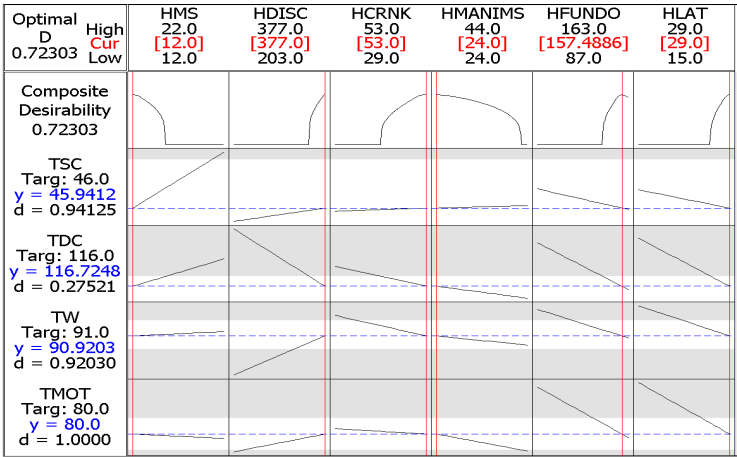


Figura 4.19 – Resultados para a resposta otimizada dos fatores.

Para confirmar os resultados desta otimização, fez-se a aplicação dos coeficientes otimizados (Figura 4.19) no modelo híbrido para constatar a obtenção das temperaturas alvos. Os resultados são expostos na Tabela 4.5.

Pela Tabela 4.5 verifica-se uma boa concordância entre os resultados expostos no processo de otimização com os resultados obtidos no modelo híbrido, demonstrando assim a consistência do procedimento de DoE frente aos fatores e resultados analisados.

Tabela 4.5 – Resultados comparativos para os fatores otimizados.

Região	Temperatura [°C]		
	Otimizada (MINITAB)	Simulada (Modelo Híbrido)	Experimental
T_{SC}	45,9	45,8	46,6
T_{DC}	116,7	116,1	116,7
$T_{S,CY}$	90,9	90,2	91,9
$T_{S,EST}$	80,0	79,2	80,3

Portanto, foram apresentadas as análises referentes aos testes de sensibilidades dos coeficientes de transferência de calor envolvidos na presente modelagem, com utilização da técnica estatística de análises de experimentos, DoE. Os benefícios desse tipo de aplicação se refletem em várias questões, como: redução do número de simulações sem prejuízo na qualidade da informação; estudo simultâneo de diversas variáveis, separando seus efeitos; determinação da confiabilidade de resultados; determinação de quais variáveis são mais influentes no modelo; elaboração de conclusões a partir de resultados qualitativos; realização de otimizações dos fatores, entre outros.

4.5 Simulação do Escoamento na Câmara de Descarga

Conforme demonstrado neste capítulo, os coeficientes de transferência de calor em algumas regiões do compressor são de difícil obtenção através de correlações da literatura. Isto se deve ao fato de que tais correlações não são adequadas em situações complexas de escoamento como ,por exemplo, aquelas que ocorrem na presença de regiões de recirculação, expansão ou contração. Neste contexto, a simulação numérica do escoamento é uma alternativa para a obtenção de estimativas dos coeficientes H_i . A presente seção apresenta, a título de exemplo, a simulação numérica do escoamento no interior da câmara de descarga através do método de volumes finitos, com o emprego do código CFX/Ansys 12.0. A partir da solução dos campos de velocidade e temperatura, estimam-se então os coeficientes de transferência de calor. Outro objetivo desta seção é comparar o coeficiente de troca convectiva de calor no interior da câmara de descarga, H_{DC} , obtido da simulação com os valores adotados no modelo híbrido.

A simulação do escoamento envolve a solução numérica das equações diferenciais governantes de conservação da massa, energia e quantidade de

movimento na geometria apresentada na Figura 4.20. Foi adotado o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$, com o tratamento de parede *Scalable*. Maiores detalhes podem ser obtidos de Disconzi (2011).

O gás entra na câmara de descarga proveniente da câmara de compressão. O domínio de solução é discretizado através de uma malha de elementos tetraédricos onde condições de contorno são prescritas. Na seção de entrada, prescrevem-se a vazão de massa, temperatura e intensidade turbulenta, na seção de saída, prescreve-se pressão de descarga. As condições de temperatura prescrita e de não-escoregamento são adotadas nas paredes da câmara.

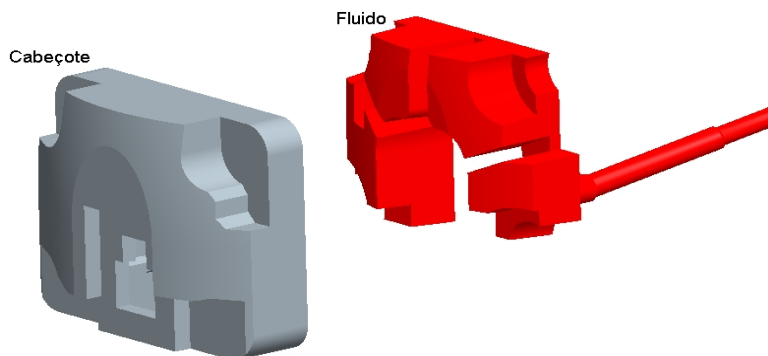


Figura 4.20 – Esquema da geometria da Câmara de Descarga e do Fluido refrigerante em seu interior.

A Figura 4.21 indica regiões de recirculação no interior da câmara que afetam a transferência de calor e, portanto, tornam inadequadas as correlações existentes na literatura. A simulação do escoamento fornece o campo de temperatura, Figura 4.22, e fluxo de calor nas paredes sólidas.

A Tabela 4.6 mostra os coeficientes de troca convectiva de calor na câmara de descarga, H_{DC} , obtidos com aplicação da correlação da literatura na forma padrão, na presença do fator multiplicativo (calibrado) e com a simulação do escoamento no interior da câmara. Nota-se que os valores obtidos da simulação e da calibração do modelo híbrido possuem valores próximos, demonstrando a viabilidade da obtenção de coeficientes em regiões complexas por meio de simulações numéricas para uso posterior no modelo de formulação integral.

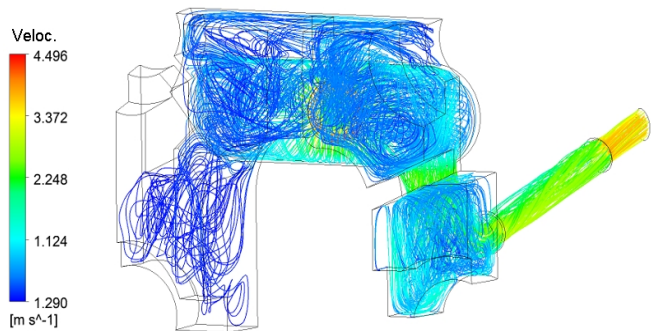


Figura 4.21 – Campo de velocidade no interior da câmara de descarga, com destaque para o comportamento turbulento das linhas de correntes.

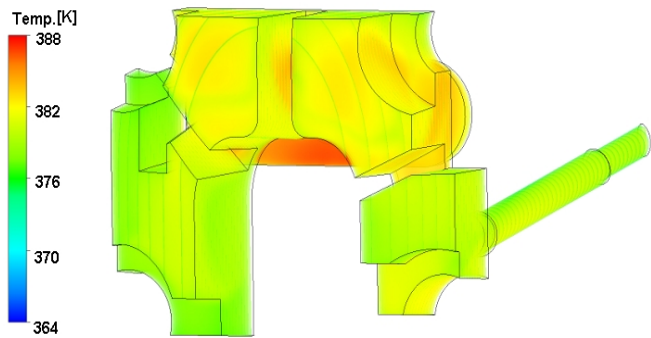


Figura 4.22 – Campo de temperatura no interior da câmara de descarga.

Tabela 4.6 – Comparação dos resultados para H_{DC} .

H_{DC} [W/m ² K]		
Literatura	Modelo Híbrido (Calibrado)	CFD
85	290	259

4.6 Parâmetros de Desempenho do Compressor

O desempenho de compressores pode ser analisado a partir de uma série de resultados, tais como diagrama p - θ , diagrama T - θ , COP ($=\dot{Q}_e/\dot{W}_c$), eficiência volumétrica, eficiência isentrópica, além do inventário de perdas.

A seguir, procede-se uma análise desses resultados em função da condição de operação do compressor, definida pelas temperaturas de evaporação e de condensação.

4.6.1 Diagramas p - θ e T - θ

Para demonstrar a variação da temperatura e pressão do gás com a razão de pressão de diferentes condições de operação, a Figura 4.23 apresenta os correspondentes diagramas p - θ e T - θ ao longo do ciclo de compressão do gás.

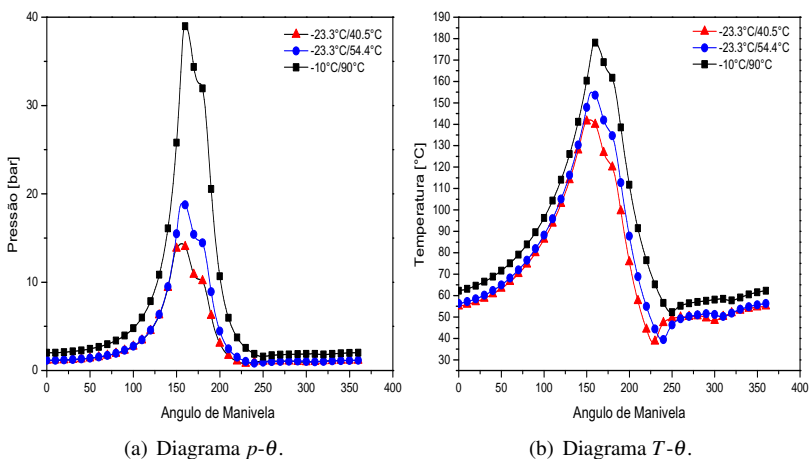


Figura 4.23 – Diagramas p - θ e T - θ para as condições de operação A, B e C.

Na Figura 4.23, observa-se que os maiores níveis de pressão e temperatura ocorrem na condição de operação C, devido à maior razão de pressão ($=p_{cond}/p_{evap}$). Assim, espera-se que o efeito de superaquecimento seja também maior para a condição C ($-10^{\circ}\text{C}/90^{\circ}\text{C}$).

4.6.2 Parâmetros de Eficiência

As condições de operação afetam bastante a vazão de massa e o trabalho específico de compressão, ambos muito importantes na eficiência do compressor. As Tabelas 4.7 a 4.9 apresentam resultados numéricos e experimentais para a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_e , potência de compressão, \dot{W}_c , e COP.

Tabela 4.7 – Parâmetros de eficiência na condição de operação A.

	\dot{Q}_e [W]	\dot{W}_c [W]	COP
Exp.	305,1	152,0	2,01
Num.	304,3	155,2	1,96
Diferença (%)	0,23	2,1	2,48

Tabela 4.8 – Parâmetros de eficiência na condição de operação B.

	\dot{Q}_e [W]	\dot{W}_c [W]	COP
Exp.	277,1	163,2	1,70
Num.	280,6	161,1	1,74
Diferença (%)	1,24	-1,3	2,3

Tabela 4.9 – Parâmetros de eficiência na condição de operação C.

	\dot{Q}_e [W]	\dot{W}_c [W]	COP
Exp.	378,9	263,5	1,44
Num.	419,7	250,9	1,67
Diferença (%)	9,7	5,0	13,8

Pelas Tabelas anteriores, nota-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, sobretudo nas condições A e B, com diferenças inferiores a 2,5%. Os maiores desvios são encontrados para a condição C, principalmente para o COP do compressor, podendo ser justificados em parte pelas imprecisões do modelo em caracterizar perdas mecânicas e elétricas do compressor, as quais são maiores nesta condição de operação.

4.7 Superaquecimento

Conforme explicado no Cap. 1, as perdas de eficiência em compressores estão associadas a irreversibilidades no sistema de acionamento mecânico, no motor elétrico e no ciclo de termodinâmico de compressão. Uma das perdas termodinâmicas de grande importância é a que ocorre por superaquecimento, devido ao aumento da temperatura do gás à medida que o mesmo se desloca desde a entrada do compressor até o interior do cilindro de compressão. O superaquecimento é bastante afetado pela transferência de calor entre

regiões mais aquecidas e o sistema de sucção, por meio de condução através do motor, bloco do compressor e tampa do cilindro (ou cabeçote), bem como por convecção com o gás no ambiente interno da carcaça. Algum superaquecimento é necessário a fim de evitar a entrada de refrigerante no estado líquido no interior do cilindro, mas o superaquecimento excessivo aumenta a energia requerida no processo de compressão e reduz a vazão de massa em decorrência do aumento do volume específico do gás.

A redução da vazão mássica em decorrência do superaquecimento pode ser avaliada através da diferença entre a vazão ideal (ou teórica) e a vazão real, conforme Equação 4.1:

$$\Delta \dot{m}_{sh} = \dot{m}_{th} - \dot{m} \quad (4.1)$$

onde

$$\dot{m}_{th} = \rho_{ls} V_{th} f \quad (4.2)$$

$$\dot{m} = \rho_{cy} V_{th} f \quad (4.3)$$

sendo V_{th} o volume ideal varrido pelo pistão, f a frequência de operação, ρ_{ls} a densidade do gás na linha de sucção e ρ_{cy} a densidade no interior da câmara de compressão. As reduções percentuais de vazão mássica para as diferentes condições de operação (A, B e C) são mostrados na Figura 4.24. A maior redução acontece na condição de operação C. Este resultado é consistente com o aumento do nível de superaquecimento, o que implica em redução da densidade do gás na sucção, diminuindo consequentemente a massa real comprimida no processo.

Para o efeito da perda de potência devido o superaquecimento, avalia-se a diferença entre a potência isentrópica real e a potência isentrópica teórica (ou ideal). Para ilustrar esta situação, é apresentado na Figura 4.25 um dígrama p-h com essas duas condições. De forma geral, em uma condição ideal de sistema, o refrigerante entra no compressor no estado superaquecido, na temperatura de 32°C, e é comprimido de forma isentrópica e reversível, segundo trecho 1-2 da Figura 4.25. Por outro lado, o efeito do superaquecimento é o deslocamento da curva isentrópica para a direita, trecho 1*-2* da Figura 4.25. Logo, o efeito da perda de potência com o superaquecimento do gás é dado por:

$$\Delta \dot{W} = \dot{m} [(h_{2^*} - h_{1^*})_s - (h_2 - h_1)_s] \quad (4.4)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica real do compressor, $\dot{m}(h_{2^*} - h_{1^*})_s$ é a potência isentrópica com superaquecimento e $\dot{m}(h_2 - h_1)_{ss}$ é a potência isentrópica sem superaquecimento no sistema de sucção. As reduções percentuais da potência para as diferentes condições de operação (A, B e C) são mostrados

na Figura 4.24. A maior redução de potência devido o superaquecimento acontece para a condição de operação C.

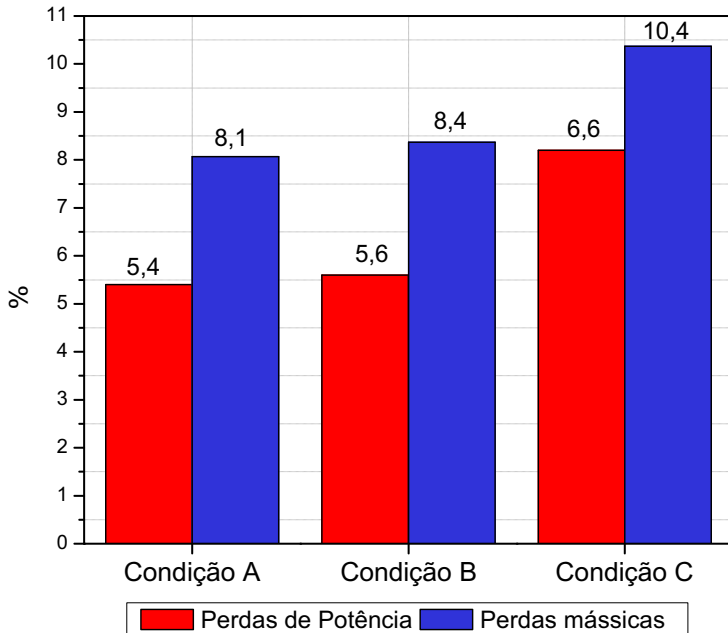


Figura 4.24 – Perdas mássicas por superaquecimento nas condições de operação.

A fim de ilustrar o uso do modelo híbrido na análise de alternativas para a diminuição do efeito do superaquecimento, considerou-se o caso de um maior isolamento térmico no *muffler* de sucção. Os resultados da seção 4.4 mostraram que os coeficientes H_{MS} e H_{MANIMS} são bastante influentes sobre a temperatura do gás na câmara de sucção. Assim, reduziu-se em 10 vezes estes fatores de forma a observar o efeito sobre a temperatura do gás na sucção, condição esta referenciada como sendo A^* .

O aumento da eficiência volumétrica, em decorrência da diminuição do superaquecimento, pode ser avaliada através da diferença entre os níveis deste parâmetro para as condições A (padrão) e A^* , conforme Equação 4.5:

$$\Delta\eta_v = \eta_{v,A^*} - \eta_{v,A} \quad (4.5)$$

onde

$$\eta_{v,A^*} = \frac{\dot{m}_{A^*}}{\dot{m}_{th}} \quad (4.6)$$

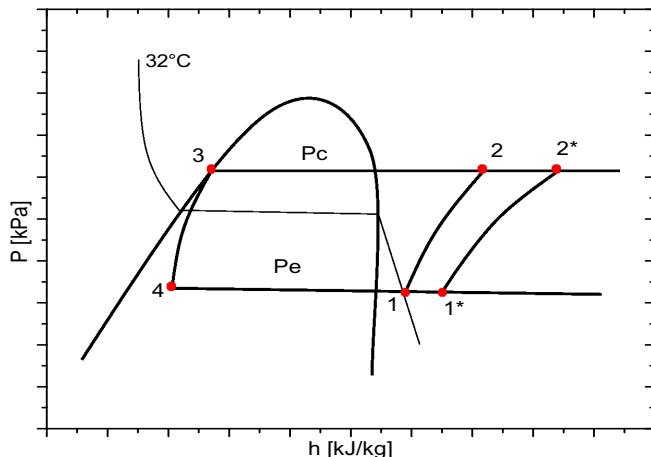


Figura 4.25 – Diagrama p-h com ênfase no superaquecimento.

$$\eta_{v,A} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{th}} \quad (4.7)$$

sendo \dot{m}_{A^*} a vazão mássica com superaquecimento reduzido, \dot{m}_A a vazão mássica normal na condição de operação e \dot{m}_{th} a vazão mássica sem superaquecimento.

Da mesma forma, é verificado o aumento na eficiência isentrópica:

$$\Delta\eta_s = \eta_{s,A^*} - \eta_{s,A} \quad (4.8)$$

onde

$$\eta_{s,A^*} = \frac{w_s}{w_{A^*}} \quad (4.9)$$

$$\eta_{s,A} = \frac{w_s}{w_A} \quad (4.10)$$

sendo w_s o trabalho específico de compressão isentrópica sem superaquecimento, w_{A^*} o trabalho específico de compressão real na condição A^* e w_A o trabalho específico de compressão real na condição A.

Pela tabela 4.10, nota-se que a temperatura do gás na câmara de sucção é reduzida em 9,2°C, o que proporciona, um aumento considerável nos parâmetros de eficiência do compressor. Estes resultados são consistentes com o fato de que a redução do superaquecimento aumenta a vazão mássica, aumenta a capacidade de refrigeração e reduz o trabalho de compressão.

Tabela 4.10 – Resultados dos parâmetros de eficiência com a diminuição do superaquecimento na condição de operação A.

	Condição A Padrão	Condição A*	Diferença [Abs.]
T_{CY} [°C]	57,0	47,8	-9,2
\dot{Q}_e [W]	304,4	314,2	+9,8
\dot{W}_r [W]	155,2	157,0	+1,8
COP	1,96	2,00	+0,04
η_v [%]	78,3	80,9	+2,6
η_s [%]	61,1	62,4	+1,3

5 *Conclusões*

A análise térmica é uma necessidade no projeto de compressores de alto desempenho, possibilitando a investigação de alternativas, tais como o uso de novos materiais para reduzir o efeito negativo do superaquecimento e aumentar a confiabilidade dos diversos componentes. O presente trabalho objetivou o desenvolvimento de um modelo híbrido, combinando formulações integral e diferencial, para a simulação térmica de compressores em diferentes condições de operação.

Modelos do tipo híbrido foram originalmente proposto por Ribas Jr. (2007) e Schreiner (2008). As principais diferenças do modelo desenvolvido neste trabalho em relação aos modelos daqueles autores é o fato do mesmo não necessitar de dados experimentais para a determinação dos coeficientes de transferência de calor e a inclusão de um modelo matemático específico para prever o efeito do escoamento de óleo sobre o problema térmico. Assim, não há a necessidade de testes em protótipos para a calibração do modelo, reduzindo o tempo e custo da análise.

Neste sentido, os coeficientes de transferência convectiva de calor para os diversos componentes do compressor são obtidos de correlações da literatura. Em função da complexidade de algumas geometrias, para as quais não existem correlações disponíveis, procedeu-se uma análise via DoE para verificar a influência dos coeficientes de troca de calor sobre o perfil térmico do compressor. A identificação dos coeficientes mais influentes é vantajosa pois permite um planejamento sistemático das atividades do aprimoramento de modelo. Por exemplo, procedeu-se a simulação numérica do escoamento e da transferência de calor na câmara de descarga para ilustrar uma das opções de obtenção de coeficientes de transferência convectiva em geometrias complexas de escoamentos.

Os resultados numéricos para o perfil térmico do compressor em três condições de operação mostraram concordância satisfatória com os dados experimentais obtidos por Dutra (2008). Um parâmetro importante do modelo é a definição das proporções da vazão de óleo fornecida pela bomba que se distribuem ao longo da superfície da carcaça e sobre o *kit* mecânico. Verificou-se que tal parâmetro pode mudar de acordo com a condição de operação do compressor, requerendo assim um estudo mais aprofundado em trabalhos futuros.

Finalmente, o modelo foi adotado em uma análise do efeito do

superaquecimento do gás na sucção sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Constatou-se que o modelo híbrido é útil para simulações térmicas do compressor mesmo em condições de operação bastante distintas. O modelo pode ser aplicado para explorar o efeito de outros parâmetros de projeto, tais como:

- Propriedades físicas dos materiais de componentes;
- Disposições geométricas dos componentes;
- Distribuição do escoamento do óleo no interior do compressor;
- Emprego de sucção indireta.

Além disto, sugerem-se tópicos de estudo para trabalhos futuros, visando a melhoria do presente modelo de simulação:

- Elaboração de correlações para troca térmica convectiva (empíricas, semi-empíricas ou numéricas) para regiões consideradas complexas, como a câmara de sucção e *muffler* de sucção e descarga;
- Análise do problema térmico em regime transiente, decorrente do modo de funcionamento dos compressores convencionais, os quais alternam períodos em que permanecem ligados e desligados;
- Inserção de uma abordagem diferencial para o óleo lubrificante, de forma a melhorar a sua caracterização térmica sobre diferentes regiões do compressor;
- Elaboração de uma arquitetura computacional orientada a objetos para facilitar a aplicação do modelo em projetos de compressores;
- Medições das proporções da vazão de óleo na carcaça e sobre o *kit*, bem como da velocidade do gás no interior da carcaça;
- Incluir a variação das perdas no motor elétrico como uma função de sua temperatura.

Referências Bibliográficas

ALMBAUER, R.; A., B.; ABIDIN, Z.; NAGY, D. 3-dimensional simulation or obtaining the heat transfer correlations of a thermal network calculation for hermetic reciprocating compressor. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. C079, 2006.

ANNAND, W. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. *Proceedings Journal of Mechanical Engineers*, v. 177, p. 973, 1963.

ANSYS, I. Ansys fluent. V.12.1.4, 2010.

ASHRAE. Industrial refrigeration handbook. *American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, 1998.

BEJAN, A. *Transferência de Calor*. 1. ed. USA: John Wiley & Sons, 1996. 540 p.

BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. USA: John Wiley & Sons, 1997.

BIRARI, Y.; GOSAVI, S.; JORWEKAR, P. Use of cfd in design and development of r404a reciprocating compressor. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. C072, 2006.

BROK, S.; TOUBER, S.; MEER, J. S. V. D. Modeling of cylinder heat transfer large effort, little effect? *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 43–50, 1980.

CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETO, L.; BELLA, B.; ZANNERIO, A. Thermal analysis of a hermetic reciprocating compressor. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 535–540, 1996.

DERRINGER, G. Simultaneous optimization of several response variables. *Journal of Quality Technology*, v. 12, n. 4, p. 214–219, 1980.

DESCHAMPS, C.; JR., F. R.; FAGOTTI, F.; MORRIENSEN, A.; DUTRA, T. Thermal analysis of reciprocating compressors - a review. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. C1306, 2008.

DISCONZI, F. *Análise Numérica da Transferência de Calor no Interior de Cilindros de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

DUTRA, T. *Investigação Experimental da Transferência de Calor em Componentes de Compressores Alternativos de Refrigeração Doméstica*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; SILVA, R. Heat transfer modeling in a reciprocating compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 605–610, 1994.

FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. *Introduction to Fluid Mechanics*. 6. ed. USA: Wiley, 2003. 800 p.

FULFORD, G. The flow of liquids in thin films. *Advanced in Chemical Engineering*, v. 5, p. 151–236, 1964.

GIMBUTIS, B. Heat transfer in film heat exchangers. *Proceeding 14th International Congress of Refrigeration, Moscow*, v. 2, p. 1–7, 1975.

GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. USA: Cambridge University Press, 1982.

HARRINGTON, E. C. *The Desirability Function*. USA: Industrial Quality Control., 1965. 494–498 p.

HASS, D. *Um Modelo Numérico para prever a Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

HEWITT, G. *Reboilers, in Process Heat Transfer*. USA: Boca Raton, FL,

1994.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7. ed. USA: John Wiley & Sons Inc, 2011. 1050 p.

KIM, S.; SIM, Y.; YOUN, Y.; MIN, M. An experimental study on internal temperature distribution and performance characteristics in a reciprocating compressor for a domestic refrigeration. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 245–252, 2000.

LENTH, R. *Quick and Easy Analysis of Unreplicated Factorials*. USA: Technometrics, 1989. 469-473 p.

LILIE, D. E. B.; FERREIRA, R. T. S. Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 1 – 6, 1984.

LINK, R. *Uma Metodologia para a Simulação de Compressores Alternativos Durante Transientes de Partida e Desligamento*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

MALISKA, C. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. 2ed.. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MATOS, F. *Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta de Compressores Herméticos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

MERMOND, Y.; FEIDT, M.; MARVILLET, C. Propriétés thermodynamiques et physiques des mélanges de fluides frigorigènes et d'huiles. *International Journal of Refrigeration*, v. 22, p. 569–579, 1999.

MEYER, A.; THOMPSON, D. An analytical model of heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 898–907, 1990.

MEYER A., A.; THOMPSON, D. An experimental investigation into heat transfer to the suction gas in a low-side hermetic refrigeration compressor.

Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA, p. 908–916, 1990.

MONTGOMERY, D. *Design and Analysis of Experiments*. USA: Wiley, 6 edition, 2004.

MORRIENSEN, A. *Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores Alternativos de Refrigeração*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.

NUSSELT, W. Die oberflaechenkondensateion des wasserdampfes. *VDI Zeitschrift*, v. 60, p. 541–546, 1916.

OOI, K. T. Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, v. 23, p. 477–499, 2003.

PADHY, S. Heat transfer model of a rotary compressor. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 1405–1418, 1992.

PANDEYA, P.; SOEDEL, W. A generalized approach towards compressor performance analysis. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 135–143, 1978.

PIZARRO, R. *Influência do Óleo Lubrificante na Transferência de Calor em um Compressor Hermético Alternativo*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

POSSAMAI, F.; TODESCAT, M. A review of household compressor energy performance. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. C067, 2004.

PRASAD, B. *Regenerative Heat Transfer in Reciprocating Compressors*. USA, 1992.

PRASAD, B. Heat transfer in reciprocating compressor - a review. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 889–895, 1998.

RAJA, B.; SEKHAR, S.; KALANIDHI, A. A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating compressor. *International*

Journal of Refrigeration, v. 26, p. 652–658, 2003.

RIBAS, F. Thermal analysis of reciprocating compressor. *International Conference on Compressors and Their Systems, London*, p. 277–287, 2007.

SCHEREINER, J. *Desenvolvimento de Metodologias de Simulação para Análise de Soluções de Gerenciamento Térmico Aplicadas a Compressores Alternativos de Refrigeração*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

SIM, Y.; YOUNG, Y.; MIN, M. A study on heat transfer and performance analysis of hermetic reciprocating compressor for refrigerators. *Proceedings of the Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, IN, USA*, p. 229–236, 2000.

SITKEI, G. Beitrag zur theorie des warmeuberganges im motor. *Konstruktion*, v. 14, p. 67, 1962.

STOECKER, W. *Design of Thermal Systems, 3rd edition*. USA: McGraw-Hill, 1989.

TODESCAT, M. L.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S.; FAGOTTI, F. Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, IV, p. 1419 – 1428, 1992.

USSYK, M. *Simulação Numérica da Performance de Compressores Herméticos Alternativos*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computacional Fluid Dynamics*. [S.l.]: Longman Scientific & Tech, Nova York, 1995.

WIESCHE, S. Heat transfer from a rotating disk in a parallel air crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 46, p. 745–754, 2006.

WILKIE, W. Warmeubergang an rieselfilme. *VDI Forschungsh*, 1962.

WOSCHINI, G. Computer programs to determine the relationship between pressure flow, heat release, and thermal load in diesel engines. *SAE Paper*, v. 74, 1966.

APÊNDICE A

Modelo de Simulação do Ciclo de Compressão

O presente capítulo fornece detalhes do modelo adotado para a simulação do ciclo de compressão. A câmara de compressão é delimitada pela placa de válvulas, pistão e parede do cilindro, conforme esquematizado na A.1. Pela ação do sistema de acionamento do pistão e movimentos de abertura e fechamento das válvulas, os processos de expansão, sucção, compressão e descarga são realizados. Uma série de fenômenos nesses processos necessitam ser modelados, tais como fluxos de massa nas válvulas, dinâmica das válvulas, vazamento na folga entre pistão e cilindro e transferência de calor na parede da câmara de compressão. A seguir, apresentam-se as equações que compõem o modelo do ciclo de compressão, o qual é então acoplado ao modelo híbrido de simulação térmica através de um procedimento descrito no capítulo 3.

A.1 Equações Governantes

O modelo adotado no presente trabalho foi originalmente desenvolvido por Ussyk (1984) e aperfeiçoado com a implementação de diversas melhorias ao longo dos anos. Basicamente, o modelo é formado por equações que descrevem os seguintes aspectos do ciclo de compressão:

- i.** Equacionamento da variação do volume da câmara de compressão em função do movimento alternativo do pistão, representado em função do ângulo de manivela;
- ii.** Balanço de energia da câmara de compressão, com a descrição das variações instantâneas das propriedades termodinâmicas do gás durante o ciclo, tais como densidade, pressão e temperatura;
- iii.** Equações para descrever a dinâmica das válvulas;

iv. Equações que quantificam os fluxos de massa nas válvulas de sucção e a descarga, bem como pelo vazamento na folga cilindro-pistão.

A.1.1 Volume da Câmara de Compressão

A partir da posição instantânea do pistão e das dimensões do cilindro (Figura A.1), pode-se determinar o volume instantâneo da câmara de compressão, $V(\theta)$, em função do ângulo de manivela:

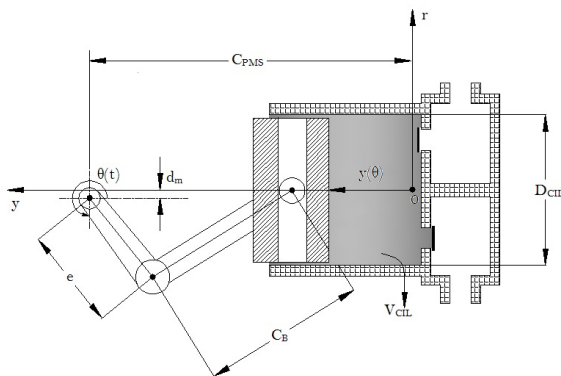


Figura A.1 – Características geométricas do mecanismo na câmara de compressão.

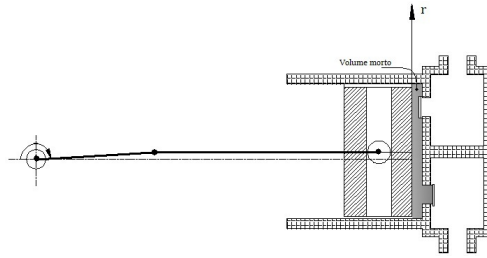
Assim, definido uma origem para o sistema de coordenadas, tem-se que o volume instantâneo da câmara de compressão, $V(\theta)$ é dado por:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} y(\theta) + V_m \quad (A.1)$$

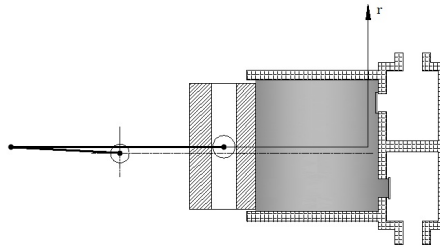
onde $y(\theta)$ é a posição instantânea do pistão, D_{cil} é o diâmetro do cilindro e V_m o volume morto, que é referenciado por este termo por se tratar de um volume residual que permanece no cilindro quando o pistão parte do ponto morto inferior (PMI) ao ponto morto superior (PMS), ilustrado na Figura A.2.

A origem do sistema de coordenadas adotado se localiza no PMS e a linha de centro passa sobre o eixo do motor. Dessa forma, pode-se avaliar a posição instantânea do pistão, $y(\theta)$, da seguinte forma :

$$y(\theta) = C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) + (C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (A.2)$$



(a) Ponto morto superior (PMS) com destaque ao volume morto.



(b) Ponto morto inferior (PMI)

Figura A.2 – Posições limites para o deslocamento do pistão.

onde C_{pms} é distância entre o ponto morto superior (PMS) e o eixo da manivela, e é a excentricidade, C_b é o comprimento da biela e d_m é o desalinhamento entre os eixos da manivela e do cilindro. Maiores detalhes sobre a equação (3.2) podem ser encontrados no trabalho de Matos (2002).

Substituindo a equação (A.1) em (1.7), pode-se relacionar o volume instantâneo da câmara em função das características geométricas do mecanismo e do ângulo de manivela:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) (C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} + V_m \quad (A.3)$$

O ângulo de manivela, θ , pode ser relacionado com a velocidade angular :

$$\theta = \omega t \quad (A.4)$$

onde $\omega = 2\pi f$ e a frequência $f (= N/60)$ é expressa em função do número de

rotações N por segundo.

$$\theta = \frac{N}{30} \pi t \quad (\text{A.5})$$

Logo, substituindo a equação A.1 em 1.7, obtém-se uma expressão para o volume do cilindro em função do tempo, como:

$$V(t) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[-\cos\left(\frac{N}{30} \pi t\right) + \left(C_b^2 - \left(\cos\left(\frac{N}{30} \pi t\right) - d_m \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} + V_m \quad (\text{A.6})$$

A.1.2 Balanço de Energia na Câmara de Compressão

A modelagem do ciclo de compressão no interior do cilindro permite a avaliação de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, tais como densidade, temperatura e pressão, em cada instante de tempo. Como ponto de partida, aplica-se a equação da conservação de energia ao volume de controle apresentado na Figura A.3:

$$\dot{Q} + \dot{W}_{ind} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sc} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} d\vec{A} \quad (\text{A.7})$$

onde os subíndices i e j se referem as propriedades avaliadas no interior do volume e superfícies de controle respectivamente. O primeiro termo do lado direito da equação A.3 representa a variação de energia no interior do volume de controle (VC) ao longo do tempo, enquanto o segundo é o balanço líquido de energia que atravessa as superfícies de controle (SC) do volume. Nesta equação, \dot{Q} é a taxa de calor através das paredes da câmara de compressão e \dot{W}_{ind} é a potência indicada transferida ao gás. Os parâmetros ρ e v denotam a densidade e o volume específico do gás. A energia específica, e , que aparece na equação A.3 é definida com a soma de três parcelas:

$$e = u + gz + \frac{V^2}{2} \quad (\text{A.8})$$

onde u é a energia interna, gz é a energia potencial gravitacional e $V^2/2$ é a energia cinética. Desprezando os termos de energia cinética e potencial, pode-se escrever a energia total específica como sendo igual à energia interna do fluido refrigerante, ou seja, $e = u$. Considerando a definição da entalpia específica,

$$h = u + pv \quad (\text{A.9})$$

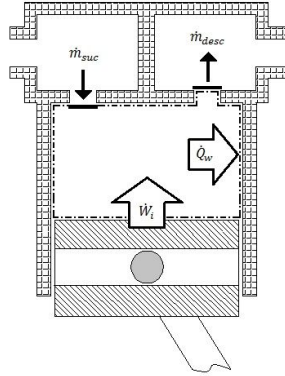


Figura A.3 – Volume de controle para o balanço de energia no cilindro de compressão.

pode-se reescrever a equação A.9 da seguinte forma:

$$\dot{Q} + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV + \int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} d\vec{A} \quad (\text{A.10})$$

Para as taxas das grandezas relacionadas acima, pode-se dizer que o trabalho realizado sobre o gás e a transferência de calor entregue a parede do cilindro, podem ser avaliadas pelas equações (A.11) e (A.12):

$$\dot{W}_{ind} = -p_i \frac{dV}{dt} \quad (\text{A.11})$$

$$\dot{Q} = H_{cil} A_t (T_{cy} - T_i) \quad (\text{A.12})$$

onde p_i é a pressão instantânea do gás no interior do cilindro, dV/dt é a taxa de variação do volume de compressão, H_{cil} é o coeficiente de transferência de calor convectiva, A_t é a área de troca de calor, T_{cy} é a temperatura da superfície do cilindro e T_i é a temperatura do gás. O coeficiente H_{cil} é avaliado da correlação de número de Nusselt, Nu_c , proposta por Annand (1963):

$$Nu_c = A Re^b \quad (\text{A.13})$$

onde A e b são constantes experimentais, com valores iguais a 0.7. A adequação da correlação de Annand (1963) para compressores alternativos de refrigeração doméstica foi verificada por Fagotti *et al.* (1994).

Com a hipótese de propriedades constantes no interior do volume de controle, o primeiro termo do lado direito da equação A.10 pode ser expresso

da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i d\forall = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (\text{A.14})$$

$$\int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (\text{A.15})$$

Pela equação A.14, a representação da variação de energia no VC é pode ser escrita como a soma de um termo de variação da energia interna específica, du_i/dt , e outro termo de variação de massa, dm_i/dt , no interior do cilindro. Além disto, o balanço líquido de energia associado ao fluxo de massa através da superfície de controle pode ser representado por um somatório de contribuições decorrentes de escoamento de gás nas válvulas de sucção e descarga e na folga entre pistão e cilindro, ou seja, um somatório de produtos de vazão mássica, \dot{m}_j , e entalpia do gás, h_j :

$$\int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (\text{A.16})$$

Logo, substituindo as equação A.11 à A.14 na equação A.10 e isolando o termo de variação de energia interna como tempo, tem-se:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = H_{cil} A_t (T_w - T_i) - p_i \frac{d\forall}{dt} - \dot{m}_j h_j - u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (\text{A.17})$$

Substituindo as seguintes relações termodinâmicas (BEJAN, 1997),

$$\frac{du_i}{dt} = c_{vi} \frac{dT_i}{dt} + \left[T \left. \frac{\partial p_i}{\partial T} \right|_v - p_i \right] \frac{dv_i}{dt} \quad (\text{A.18})$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\forall_i}{\dot{m}_i} \right) = \frac{1}{\dot{m}_i} \frac{d\forall_i}{dt} - \frac{v_i}{\dot{m}_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (\text{A.19})$$

na equação A.17, e após manipulações algébricas, chega-se a expressão para a taxa de variação da temperatura durante o ciclo de compressão:

$$\frac{dT_i}{dt} = A - B T_i \quad (\text{A.20})$$

onde,

$$A = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_{cil} A_t T_{cil} - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] \quad (\text{A.21})$$

$$B = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_{cil} A_t + \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v \frac{d\forall_i}{dt} - \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (\text{A.22})$$

Para se determinar a variação da massa com o tempo, aplica-se o princípio da conservação da massa:

$$\frac{dm_i}{dt} = \dot{m}_{suc} - \dot{m}_{desc} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{rsuc} + \dot{m}_{rdesc} \quad (A.23)$$

onde \dot{m}_{suc} , \dot{m}_{desc} e \dot{m}_{vaz} , são as vazões mássicas na válvula de sucção, na válvula de descarga e na folga entre pistão e cilindro. Por outro lado, \dot{m}_{rsuc} e \dot{m}_{rdesc} correspondem a vazões mássicas devido a eventuais refluxos nas válvulas de sucção e descarga devido a falhas de projeto.

De forma similar, o somatório referente ao balanço de energia, equação A.16, pode ser escrito em função das diversas contribuições na superfície de controle:

$$\dot{m}_j h_j = -(\dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{desc} h_i - \dot{m}_{vaz} h_i - \dot{m}_{rsuc} h_i + \dot{m}_{rdesc} h_{desc}) \quad (A.24)$$

sendo h_{suc} , h_{desc} e h_i as entalpias do gás nas câmaras de sucção, descarga e do gás no interior do cilindro, respectivamente. Substituindo as expressões anteriores e rearranjando os termos, tem-se finalmente que as constantes A e B , são dadas como :

$$A = \frac{1}{m_i c_{vi}} [H_c A_t T_{cil} + \dot{m}_{suc} (h_{suc} - h_i) + \dot{m}_{rdesc} (h_{desc} - h_i)] \quad (A.25)$$

$$B = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \left| \frac{d\forall_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_{\forall} v_i (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{desc} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{rdesc}) \right] \quad (A.26)$$

As propriedades termodinâmicas do gás, assim como suas derivadas parciais relativas, são obtidas através da equação de estado de Martin-Hou, disponível no código computacional REFPROP 7.0. Com os valores da temperatura, T_i , e da densidade, ρ , em cada instantante de tempo, obtidos das Eqs.A.20 e A.23, obtém-se o valor da pressão, p_i , na câmara de compressão com o emprego da equação de estado.

A.1.3 Dinâmica das Válvulas

As válvulas de compressores são ditas automáticas pelo fato dos movimentos de abertura e fechamento das mesmas serem regidas pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara de sucção ou a câmara de descarga, de acordo com a válvula em questão. A dinâmica das válvulas é modelada como um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (Figura A.4):

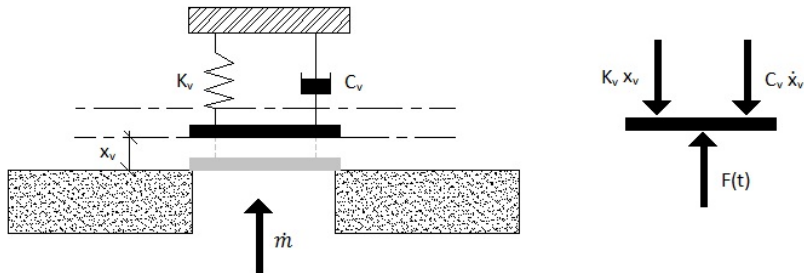


Figura A.4 – Esquema para modelamento das válvulas de sucção e descarga.

$$F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t) = m_v \ddot{x}_v \quad (\text{A.27})$$

onde F_v representa a força resultante, K_v é o coeficiente de rigidez, C_v é o coeficiente de amortecimento, m_v é a massa equivalente. Por outro lado, x_v , \dot{x}_v , \ddot{x}_v correspondem ao deslocamento, velocidade e aceleração, respectivamente. O subíndice v adotado nesses parâmetros faz referência à válvula.

A força atuando sobre a válvula, F_v , pode resultar da ação conjunta de três forças principais: força devido ao carregamento de pressão do gás, força de colamento devido a presença de um filme de óleo entre a válvula e o seu assento e força de pré-tensionamento decorrente da montagem da válvula. No presente estudo, considera-se apenas força devido ao carregamento de pressão do gás, a qual pode ser quantificada a partir da diferença de pressão atuando sobre a válvula, Δp , e o emprego do conceito de área efetiva de força, A_{ef} :

$$F_v(t) = A_{ef} \Delta p \quad (\text{A.28})$$

onde Δp representa a diferença de pressão através das válvulas. A área efetiva de força depende essencialmente do escoamento através da válvula, e sua determinação pode ser realizada experimentalmente ou numericamente, gerando uma expressão de sua magnitude em função da abertura da válvula, ou seja, $A_{ef} = f(x_v)$. Assim, uma vez conhecida a força $F_v(t)$, a equação (A.28) pode ser resolvida com as condições iniciais $x_v = 0$ e $\dot{x}_v = 0$. A integração da equação (A.28) fornece a abertura e a velocidade da válvula em cada instante de tempo.

A.1.4 Fluxos de Massa na Câmara de Compressão

De acordo com a Figura A.5, nota-se que o escoamento de gás para dentro e fora da câmara de compressão pode ocorrer através das válvulas de sucção e de descarga (\dot{m}_{suc} , \dot{m}_{rsc} , \dot{m}_{dc} , \dot{m}_{rdc}) e através da folga entre o cilindro e o pistão, \dot{m}_{vaz} .

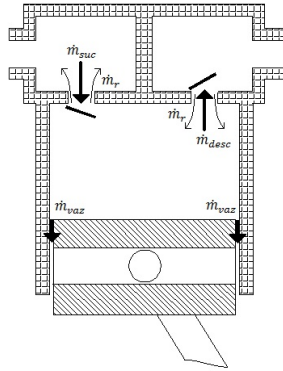


Figura A.5 – Esquema do volume de controle no cilindro de compressão e respectivas fronteiras que contém fluxo de massa.

A vazão mássica em válvulas (Ussyk, 1984) é avaliada a partir da condição de escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente, conforme esquema da Figura A.6.

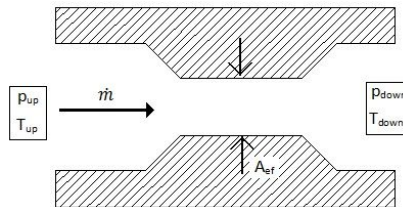


Figura A.6 – Modelo para o escoamento nas válvulas do compressor.

$$\dot{m} = A_{ef} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}} \quad (\text{A.29})$$

onde T_{up} é a temperatura a montante do escoamento e p_{up} e p_{down} correspondem às pressões a montante e a jusante, respectivamente. A razão

de calores específicos é denotado por $k(=c_p/c_v)$ e a constante do gás é R . A razão de pressão $r_s(=p_{down}/p_{up})$ é empregada para caracterizar as condições de escoamento crítico ($M=1$) ou subcrítico ($M<1$). Quando o escoamento atinge a condição crítica, a razão de pressão é determinada pela expressão:

$$r_s = \frac{2}{k+1} \quad \text{para} \quad \frac{p_{down}}{p_{up}} \leq \frac{2^{k/(k-1)}}{k+1} \quad (\text{A.30})$$

Para a situação de refluxo que pode ocorrer nas válvulas de sucção e de descarga, emprega-se também a equação A.29, porém com os valores para as pressões à montante e a jusante são alteradas de forma a serem consistente com o escoamento. Por exemplo, para a câmara de sucção, se a pressão no seu interior for menor que a do interior do cilindro de compressão, haverá refluxo. Para a câmara de descarga, haverá refluxo quando a pressão no seu interior for maior que a pressão no interior do cilindro.

No presente trabalho, as pressões nas câmara de sucção e descarga são assumidas como iguais às pressões de evaporação e condensação, respectivamente. Desta forma, desprezam-se a perda de carga proveniente nos sistemas de sucção e descarga, bem como a variação temporal da pressão devido à condição de escoamento pulsante nesses sistemas.

O vazamento na folga entre o cilindro e o pistão afeta as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Lilie e Ferreira (1984) apresentaram um modelo simplificado para avaliar a vazão do escoamento na folga, representado esquematicamente na Figura(A.7). A principal simplificação do modelo é desprezar a presença de óleo na folga, superestimando assim o vazamento. A partir da hipótese de escoamento incompressível plenamente desenvolvido e as condições de contorno apropriadas, a velocidade média na folga é dada por:

$$\bar{V}_{vaz} = V_p \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} + \frac{(p_i - p_{suc}) R_{cil}^2}{8 \mu L} \left[\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (\text{A.31})$$

onde, K é a razão entre os raios do pistão e do cilindro ($= R_p/R_{cil}$), V_p é a velocidade instantânea do pistão dada pela derivada dy/dt da equação(A.2). O comprimento $L(=L_o + e(1 - \cos\theta))$ varia com o ângulo de manivela, com um valor mínimo L_o . Finalmente, a vazão mássica do vazamento é:

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_{vaz} \rho_i A_s = \bar{V}_{vaz} \rho_i \left[\pi \delta_{pc} \left(R_{cil} - \frac{\delta_{pc}}{4} \right) \right] \quad (\text{A.32})$$

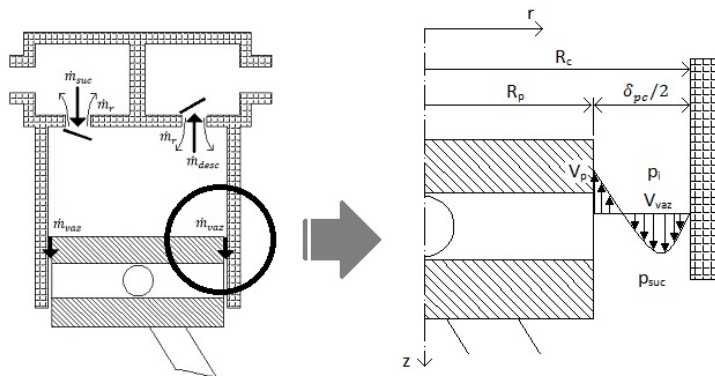


Figura A.7 – Esquema dos parâmetros utilizados para modelar o escoamento na folga cilindro/pistão.

A.2 Procedimento de Solução do Ciclo de Compressão

As equações diferenciais ordinárias que descrevem as variações temporais das propriedades termodinâmicas do gás ao longo do ciclo de compressão são resolvidas numericamente pelo método explícito de Euler. A condição de regime periódico plenamente estabelecido é alcançado após a simulação de um número N de ciclos.

O ciclo de compressão é discretizado em incrementos de ângulo de manivela, $\Delta\theta$, o qual pode ser relacionado diretamente com um passo de tempo, conforme equação A.5. De forma geral, a metodologia de solução do ciclo de compressão envolve três etapas: (1) leitura dos dados de entrada, tais como condição de operação, características geométricas, temperaturas de sucção, de descarga e da parede do cilindro, propriedades do fluido refrigerante e do óleo lubrificante, entre outras; (2) cálculo das variações de propriedades ao longo do ciclo de compressão e (3) avaliação do desempenho e das perdas durante o ciclo.

Como ponto de partida da simulação, o pistão se encontra no ponto morto inferior do seu curso (PMI), que corresponde ao ângulo zero do eixo da manivela. A temperatura e a pressão do gás iniciais no interior da câmara de compressão correspondem aos valores da câmara de sucção. Desta forma, conhecidos o volume da câmara e a densidade, torna-se possível determinar a massa inicial de fluido refrigerante. Em seguida, adiciona-se um incremento $\Delta\theta$ ao ângulo de manivela, e determina-se o

volume correspondente da câmara na nova posição do pistão de acordo com a equação A.3. Dos estados termodinâmicos do gás conhecidos na câmara de sucção e de descarga, determinam-se as respectivas entalpias nessas regiões. O coeficiente de transferência convectiva de calor nas paredes sólidas do cilindro é calculado da equação A.13 e a taxa instantânea de transferência de calor é estimada segundo equação A.12. Na sequência, recalcula-se a massa de fluido refrigerante no interior do cilindro pela equação A.23, levando em consideração fluxos de massa através da superfície de controle avaliados a partir das condições do passo de tempo anterior. De posse das quantidades avaliadas, realiza-se o balanço de energia no cilindro representado pela equação A.20 e, com auxílio da equação de estado, estima-se a temperatura e a pressão no interior do cilindro no instante atual.

De posse da pressão encontrada, avalia-se a magnitude da força sobre a válvula, decorrente da diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e descarga. Se a força originada pela diferença de pressão for suficiente para abrir uma das válvulas, a equação A.27 da dinâmica da válvula é resolvida e uma nova posição de abertura da válvula é avaliada. Neste caso, o fluxo de massa através das válvulas de sucção, ou de descarga, é determinado pela equação A.29. O cálculo do vazamento de gás pela folga entre o pistão e cilindro é avaliado em cada ângulo de manivela através da equação A.32, empregando as condições conhecidas para a velocidade do pistão V_p , o comprimento da folga L e a diferença de pressão entre o cilindro e o ambiente interno da carcaça do compressor.

A partir deste ponto do procedimento de solução, novo incremento $\Delta\theta$ é fornecido ao ângulo de manivela e retem-se os cálculos anteriores até a revolução completa do eixo. Um determinado número de ciclos, N , deve ser simulado para garantir que a condição de operação em regime periodicamente desenvolvido tenha sido alcançada. No presente estudo, esta condição foi atendida para $N=10$.

Ao final da simulação do último ciclo, efetua-se a integração das variáveis instantâneas obtidas como, por exemplo, transferência de calor entregue à parede do cilindro, potência entregue para comprimir o gás e vazões mássicas originadas em válvulas e vazamentos. Além disto, parâmetros de desempenho do compressor são também avaliados, tais como o COP, capacidade de refrigeração, eficiências volumétrica e isentrópica e perdas termodinâmicas. Uma característica importante da presente modelagem para o ciclo de compressão se deve ao baixo custo computacional, em torno de 5 segundos. As etapas do procedimento de solução descritas anteriormente são apresentadas na forma de um fluxograma na Figura A.8.

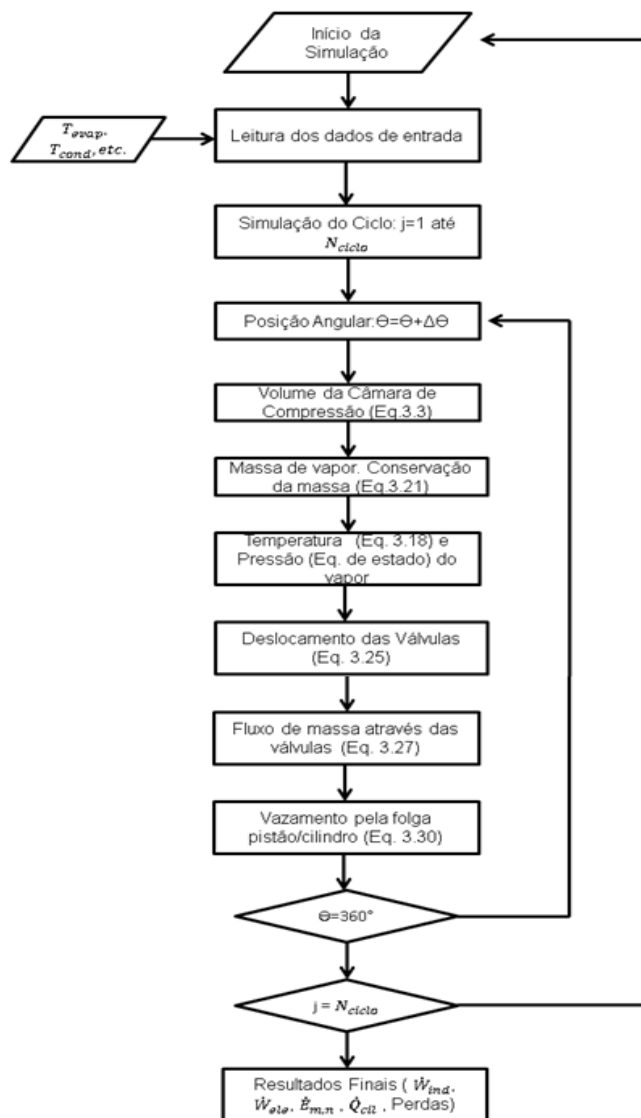


Figura A.8 – Fluxograma para simulação do ciclo de compressão.

APÊNDICE B

Método de Newton-Raphson

Em análise numérica, o método de Newton-Raphson tem o objetivo de estimar as raízes de uma função. Tal método se baseia na expansão por série de Taylor da função e, para o caso especial onde se tem uma função y dependente apenas da variável independente x , a expansão em torno do ponto $x = a$ é dada pela expressão B.1. De fato, esta expressão é a base para aplicação da técnica iterativa de Newton-Raphson para equações algébricas não lineares, representando uma reta que passa pelo ponto $y(a)$ com inclinação $y'(a)$, ou seja, tangente à curva no ponto $x = a$.

$$y \approx y(a) + y'(a)[x - a] \quad (\text{B.1})$$

Os termos das equações de balanço de energia podem ser manipulados de tal forma a se tornarem um função na forma, $\phi(x) = 0$, conforme expressão B.2:

$$\phi_m = \sum \dot{E}_{m,n} - \dot{Q}_m \quad (\text{B.2})$$

Segundo Stoecker (1989), a raiz da equação não linear, x_c , pode ser aproximada mediante uma estimativa inicial, ou temporária, x_t :

$$x_c \approx x_t - \frac{y(x_t)}{y'(x_t)} \quad (\text{B.3})$$

Mudando ligeiramente a notação, a expressão anterior pode ser entendida como o cálculo do $(i+1)$ -ésimo valor usando o i -ésimo valor, ou seja:

$$x_{i+1} \approx x_i - \frac{y(x_i)}{y'(x_i)} \quad (\text{B.4})$$

A ideia principal do método é obter uma melhor estimativa do valor da função a partir de um valor anterior de forma iterativa até se atender o critério

de convergência adotado. Uma representação gráfica do método de obtenção da raiz a partir de uma estimativa inicial é apresentada na Figura B.1.

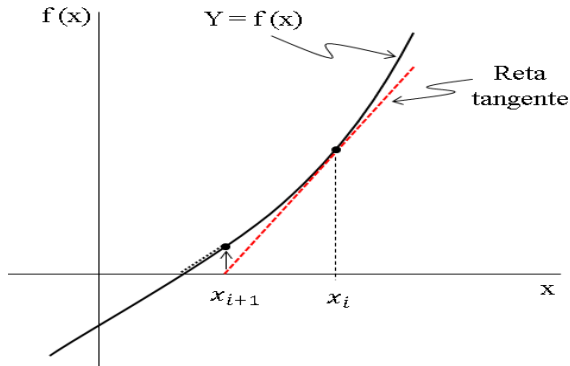


Figura B.1 – Esquema iterativo de obtenção das raízes de equações pelo método de Newton-Raphson.

Com relação a um sistema de equações não lineares, o procedimento de solução é similar ao exposto anteriormente. Seja o sistema de equações dado na forma:

$$\begin{cases} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ \vdots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \end{cases} \quad (\text{B.5})$$

A expansão em série de Taylor para uma função com n variáveis, é dada como:

$$f(x_1 + \Delta x_1, \dots, x_n + \Delta x_n) \approx f(x_1, \dots, x_n) + \frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \quad (\text{B.6})$$

Desta forma, considerando um sistema com N equações não lineares e N

variáveis, pode-se expandir cada função f_i por uma série de Taylor, na forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1(x_1 + \Delta x_1, \dots, x_n + \Delta x_n) \approx f_1(x_1, \dots, x_n) + \frac{\partial f_1}{\partial x_1} \Delta x_1 + \dots + \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \Delta x_n \\ f_2(x_1 + \Delta x_1, \dots, x_n + \Delta x_n) \approx f_2(x_1, \dots, x_n) + \frac{\partial f_2}{\partial x_1} \Delta x_1 + \dots + \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \Delta x_n \\ \vdots \\ f_n(x_1 + \Delta x_1, \dots, x_n + \Delta x_n) \approx f_n(x_1, \dots, x_n) + \frac{\partial f_n}{\partial x_1} \Delta x_1 + \dots + \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \Delta x_n \end{array} \right.$$

onde $\partial f_i / \partial x_j$ é a matriz jacobiana, $J(x)_{ij}$, que representa a matriz formada pelas derivadas parciais de primeira ordem da função.

Assim, após algumas modificações algébricas, o método de Newton-Raphson para n dimensões apresenta a seguinte forma:

$$x_{i+1} = x_i - [J(x_i)]^{-1} f(x_i) \quad (\text{B.7})$$

Na prática, não se inverte explicitamente a matrix $J(x_i)$, em vez disso resolve-se o sistema linear:

$$J(x_i) \Delta x_i = -f(x_i) \quad (\text{B.8})$$

onde $\Delta x_i = x_{i+1} - x_i$, de forma que o novo “passo” da iteração tem a forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{1,atual} = x_{1,anterior} + \Delta x_i \\ \vdots \\ x_{n,atual} = x_{n,anterior} + \Delta x_n \end{array} \right. \quad (\text{B.9})$$

Estes é o método numérico adotado para a obtenção das temperaturas nas diversas regiões do compressor, a partir da resolução das equações da Tab.3.2. Deve ser mencionado que não é possível se avaliar as derivadas requeridas no método através de um procedimento analítico, pois a entalpia do fluido refrigerante é função das temperaturas em questão, tornando as equações não lineares. Para contornar este problema, calculam-se as derivadas por um procedimento numérico de diferenças finitas, ou seja:

$$\frac{\partial \phi_m}{\partial T_n} = \frac{\Delta \phi_m}{\Delta T_n} \quad (\text{B.10})$$

Assim, a equação B.10 é usada para se quantificar a variação de determinada quantidade ϕ_m em relação a determinadas incógnitas, no

presente caso, as temperaturas nas câmaras. Além disso, a variação numérica, $\Delta\phi_m$, deve ser calculada mediante simulações sucessivas da câmara de compressão para cada atualização de temperatura, ΔT_n . Isto é assim porque termos de transporte advectivo são calculados a partir da integração de valores instantâneos de propriedades no interior da câmara de compressão, as quais por sua vez dependem das temperaturas de sucção e de descarga.

O método de Newton-Raphson é aplicado para um número de iterações, mas não é necessário que o procedimento iterativo das equações convirja na primeira iteração. De fato, a sequência de interações em todas as regiões faz com que o erro relativo diminua e a solução para o campo de temperatura fique mais próximo de atender o critério de convergência.

APÊNDICE C

Validação Numérica

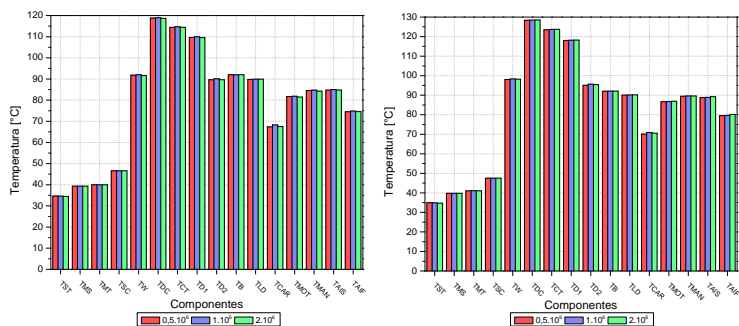
O presente apêndice detalha a validação numérica do modelo híbrido adotado para a simulação térmica de compressores alternativos. Segundo Versteeg e Malalasekera (1995) existem três conceitos principais que devem ser avaliados em modelos de simulação: convergência, consistência e estabilidade. Convergência é a propriedade do método em produzir uma solução que se aproxime da solução exata das equações governantes à medida que as dimensões dos volumes adotados na discretização espacial do problema tendem a zero. Consistência é a propriedade das equações algébricas serem equivalentes às equações diferenciais governantes quando o espaçamento da malha tende a zero. Estabilidade é relacionada à redução de erros ao longo do procedimento de solução. Erros de arredondamento e estimativas iniciais de solução podem causar oscilações ou divergência do procedimento de solução.

A propriedade de convergência é de difícil demonstração teórica. Na prática, emprega-se o Teorema de Equivalência de Lax, o qual diz que uma condição necessária e suficiente para a convergência de problemas lineares é que o mesmo seja consistente e estável. Embora este teorema não se aplique a problemas não lineares, a estabilidade do método facilita substancialmente a convergência.

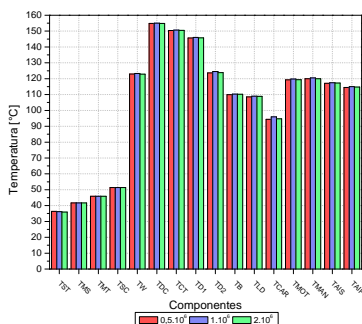
Devido ao uso de formulações integral e diferencial em modelos para a transferência de calor em regiões de escoamento de gás e de componentes sólidos, as análises de convergência dos modelos numéricos em cada domínio de solução devem ser realizadas de forma distintas.

Para o caso da simulação diferencial, as características de consistência e estabilidade são verificadas ao se efetivar a convergência do domínio sólido com aplicação do método de volumes finitos. O esquema de diferenças centrais adotado para a interpolação de quantidades no domínio de solução e o emprego de técnicas, tais como *Multigrid*, permitem se alcançar uma boa estabilidade do modelo. Para a questão da consistência do modelo diferencial, devem ser avaliados os efeitos das equações discretizadas.

Segundo Versteeg e Malalasekera (1995), a consistência de uma solução é verificada pela diferença entre a equação discretizada e a exata, através do erro de truncamento inerente a qualquer método numérico. Buscando verificar o atendimento deste critério, resultados numéricos do problemas foram obtidos com três níveis de refino da malha de discretização dos componentes. Os resultados desta análise para as três condições de operação do compressor são mostrados na Fig.C.1.



(a) Malha menos refinada (500 mil elementos). (b) Malha de refino mediano (1 milhão de elementos).



(c) Malha mais refinada (2 milhões de elementos).

Figura C.1 – Resultados para variações quanto ao número de volumes de controle.

Observam-se poucas variações nos resultados da simulação diferencial nos domínios sólidos, o que garante uma boa consistência do modelo e, assim, não é necessário um refino elevado para a redução dos erros de truncamento.

A solução do modelo de formulação integral foi obtida com o método de Newton-Raphson. Este método de solução de sistemas de equações não lineares atende o critério de consistência. No entanto, como o problema não

é linear, cuidados devem ser tomados quanto às estimativas iniciais para o campo de temperatura. O método de Newton-Raphson se baseia na obtenção de raízes através de derivadas avaliadas da solução. Se estes pontos estiverem relativamente afastados da raiz da equação, a solução irá seguir para um caminho diferente do correto, levando assim a divergência do procedimento. Logo, deve-se verificar o efeito das estimativas iniciais sobre a solução do modelo integral e, desta forma, avaliar a estabilidade do modelo.

Sabe-se que o gás no sistema de sucção no compressor possui a menor temperatura, em comparação às câmaras de compressão e de descarga. Portanto, a característica deste perfil térmico pode ser usada para a prescrição do campo inicial de temperatura. No presente trabalho, adotou-se um procedimento em que as estimativas de temperatura são proporcionais à diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação, ΔT . Assim, as seguintes estimativas iniciais foram adotadas para as temperaturas em diferentes regiões do compressor:

-Temperatura do gás na câmara de Sucção: $T_{SC} = T_{LS} + \frac{1}{4}\Delta T$

-Temperatura do gás na câmara de Descarga: $T_{DC} = T_{LS} + \frac{4}{3}\Delta T$

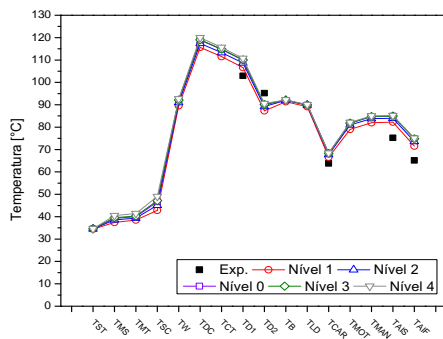
-Temperatura do gás no Muffler de Descarga: $T_{MD} = T_{LS} + \Delta T$

-Temperatura do gás no Ambiente Interno Superior: $T_{AISUP} = T_{LS} + \frac{4}{5}\Delta T$

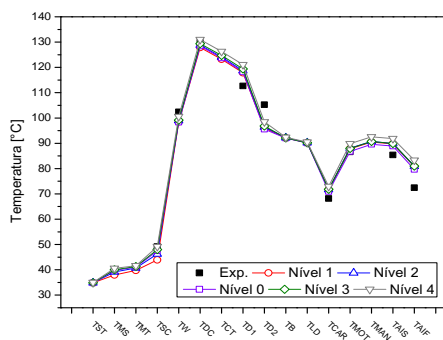
-Temperatura do gás no Ambiente Interno Inferior: $T_{AINF} = T_{LS} + \frac{1}{2}\Delta T$

Para a verificação da estabilidade do modelo, adotaram-se variações em torno desses valores padrões para se analisar a influência das mesmas sobre o perfil térmico do compressor. A Fig.C.2 apresenta os resultados quando uma variação de $\pm 10^\circ\text{C}$ em torno de cada estimativa padrão, realizada em duas etapas de $\pm 5^\circ\text{C}$, foi testada. Observa-se pouca variação no perfil térmico do compressor quando as estimativas iniciais das temperaturas são alteradas, confirmando a robustez do modelo.

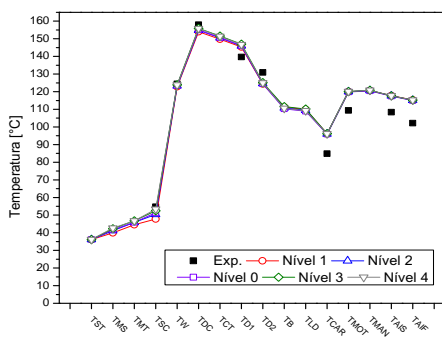
Em síntese, conforme verificado nas análises anteriores, as duas metodologias de solução (integral e diferencial) presentes na metodologia híbrida de solução, apresentam uma boa característica de convergência, visto a confirmação de estabilidade e consistência. Logo, o procedimento de solução geral proposto mostra-se como uma ferramenta bastante útil para a prática de simulações térmicas do compressor, visto a possibilidade de se analisar diferentes condições de operação, com um baixo nível de imprecisão e considerável qualidade numérica.



(a) Condição de operação A.



(b) Condição de operação B.



(c) Condição de operação C.

Figura C.2 – Análises de Estabilidade do Modelo nas Condições de Operação. Nível 1: padrão -10; Nível 2: padrão -5; Nível 0: padrão; Nível 3: padrão +5; Nível 4: padrão +10.